



Universidad Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería térmica y fluidos

Instalación solar térmica para ACS en el Hotel Westin Palace de Madrid

Javier Dotor Casado

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Tutora: Carolina Marugan Cruz

Dedicado a los ángeles que pagan los platos que rompo.

Abstract

Nowadays, there are high levels of pollution in the atmosphere and this is provoked largely by human activities. For example, we cause damage to the environment by driving cars which emit high amounts of CO₂ into the atmosphere or through industries whose processes are based on chemical reactions which also emit CO₂. Therefore, in an attempt to improve the condition of the environment the objective of this project was created: providing different ways to generate energy without damaging our surroundings.

The goal of this project is to set up a thermal solar installation which takes place in the hotel Westin Palace Madrid, located in the center of the city. We will try to collect solar energy through solar panels on the hotel roof in order to help the hotel with its ACS demand throughout the year. We will be focused on sizing the best solar panel area, in other words, the maximum number of solar panels allowed by CTE, a building law.

It will be sized in two different ways, the first one is a conventional method called F-chart, which is used by many companies. This method is based on correlations between installation's elements and other variables such as mains water, solar radiation incident, irradiance... and collector features. The second one is based on basic thermal knowledge, carrying out energy balances in each element of the installation. Firstly, energy losses would not be considered, however, in the second approach, energy losses will affect the design process, that is, the losses will take into account the total solar panel area.. Moreover, after that, it will create an algorithm which would involve CTE limits in order to compare this method with Fchart in equal conditions. We will discuss both methods and express advantages and disadvantages of each.

To conclude, every element of the installation will be designed such as pipes, hydraulic pumps and energy storage. At the end, there will be an economic study and an environmental study, in order to evaluate how much money is saved, how long the payback from the initial investment will be and the amount of CO₂ emissions we are avoiding.

Índice	¡Error! Marcador no definido.
1. Presentación del proyecto:	9
1.1. Introducción:	9
1.2. Protocolo o acuerdo de Paris(2015):.....	11
1.3. La energía solar:	13
1.4. Energía solar en hoteles:	14
2. Definición del proyecto.	15
2.1. Objetivo del proyecto:.....	15
2.2. Localización del edificio.....	16
2.3. Descripción del edificio.	17
2.4. Datos meteorológicos:	18
2.5. Conceptos importantes:.....	19
3. Cálculo de la demanda energética.	21
3.1. Contribución solar mínima:	21
3.2. Necesidades diarias de ACS:.....	22
3.3. Necesidades energéticas:.....	24
3.4. Caudal del consumo:	26
4. Descripción de la instalación:.....	29
4.1. Circuito primario	30
4.1.1. Colector solar:	30
4.1.2. Fluido caloportador:.....	34
4.2. Circuito secundario	36
4.2.1. Intercambiador de calor:.....	36
4.2.2. Acumuladores de ACS:	38
4.3. Circuito terciario:.....	39
4.4. Sistema hidráulico.	40
4.5. Sistema de control.....	42
5. Dimensionado de los colectores:	45
5.1. Introducción:	45
5.2. Dimensionado del número de colectores:	45
5.2.1. Método F-Chart:	45
5.2.2. Método mediante la resolución de balances de energía:	53
5.2.3. Discusión de los dos métodos:	110
6. Dimensionado del intercambiador.....	111

7.	Dimensionado de la bombas.....	115
7.1.	Bomba de circuito primario	115
7.2.	Bomba del circuito secundario.....	119
8.	Dimensionado del acumulador ACS.....	122
9.	Dimensionado de tuberías	127
10.	Estudio medioambiental	129
11.	Estudio económico	131
12.	Conclusiones.....	134
13.	Anexos.....	135
14.	BIBLIOGRAFÍA.....	150

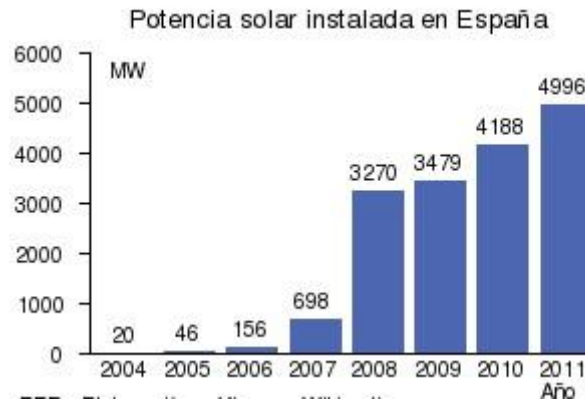
1. Presentación del proyecto:

1.1. Introducción:

Este proyecto viene motivado por la necesidad actual de buscar nuevas fuentes de energía para abastecer las demandas energéticas de nuestras necesidades, utilizando energías alternativas a las convencionales, cuyos efectos en el medioambiente son devastadores y como consecuencia del desarrollo humano en este hábitat, poniendo en jaque a nuestra salud. La principal causa de contaminación atmosférica es la energía de origen fósil. El 80% de la energía consumida a escala mundial procede de combustibles fósiles, siendo solamente el 4% procedente de fuentes renovables. Además de estos daños, también cabe destacar que son fuentes de energía finitas en el tiempo, por lo que, con más ahínco, debemos concienciarnos para buscar soluciones a éstas, y que mejor solución que aprovechar la energía que la que nos proporcionan los distintos organismos que operan de forma natural en el planeta tierra.

El cambio climático es un hecho y las emisiones de gases nocivos y contaminantes favorecen su progreso. De aquí, nace la obligación y necesidad inmediata de buscar soluciones realmente competentes, no solo en el ámbito ambiental y saludable, que también sino de ser realmente competitivas y desarrolladas para satisfacer al ser humano en la totalidad de sus actividades vitales.

En España las energías renovables son muy fructíferas en cuanto a los recursos que tenemos, pero no lo fomentamos lo suficiente, solo hace falta pensar en el maravilloso clima del que gozamos y por el que multitud de turistas de todo el mundo bañan nuestras costas cada año. No es muy difícil intuir que este sol no solo es solo beneficioso para este atractivo, sino que el sol es una fuente de energía natural de la cual nos tenemos que aprovechar. Pero hemos tardado en percatarnos de los que sencillamente estaba ocurriendo frente a nuestros ojos, y como se observa en este gráfico, no se ha invertido en energía solar hasta el 2008.



Inversión en energías renovables. Fuente: wikipedia

A raíz de estos hechos, los gobiernos y la sociedad se han concienciado y han actuado al respecto, poniendo en vigor planes de acción para fomentar las energías renovables, como el PER(2012-2020), el cual tiene como objetivo lograr, tal y como indica la Directiva comunitaria, que en el año 2020 al menos el 20 % del consumo final bruto de energía en España proceda del aprovechamiento de las fuentes renovables. Entre las acciones propuestas destacan dotar al sector de un sistema de retribución de la energía producida, basado en incentivos al calor renovable (ICAREN), favorecer la penetración de la energía solar térmica en los modelos de venta de energía a través de Empresas de Servicios Energéticos (ESE's) y fortalecer la I+D en el sector.

Desde hace aproximadamente 25 años en nuestro país, según dictamina el CTE (código Técnico en la Edificación) obliga a que toda infraestructura de uso residencial de nueva construcción, así como a los edificios que realicen obras de ampliación, modificación reforma o rehabilitación a la instalación de sistemas solares se abastezca mínimamente con energía solar para la producción de ACS. Este documento, CTE, junto con el RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios) rigen todos los parámetros y aspectos a tener en cuenta para realizar esta clase de instalaciones. Para sustentar la implantación de estas tecnologías el gobierno propone un plan de ayudas económicas, cuyos requisitos mínimos para ser financiados se encuentran en el PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS DE INSTALACIONES DE BAJA TEMPERATURA.

1.2. Protocolo o acuerdo de París(2015):

Este acuerdo viene a sustituir al antiguo Protocolo de Kioto, para reducir las emisiones contaminantes a la atmósfera. Este programa se resume en los siguientes puntos principales:

1. DOS GRADOS. La comunidad internacional se compromete a hacer todo lo posible para evitar que las temperaturas medias mundiales aumenten más de dos grados con respecto a los niveles anteriores a la revolución industrial y “quiere seguir esforzándose” por limitar el incremento a 1,5º.

2. CÓMO SE LOGRARÁ. De los casi 200 países miembros de la Convención de Cambio Climático de la ONU (UNFCCC), 186 han presentado voluntariamente medidas para, en el horizonte de los años 2025-2030, reducir las emisiones de gases de efecto invernadero o bien, dependiendo del caso, aumentarlas a un ritmo más lento de lo que lo hacen ahora.

3. MECANISMOS DE REVISIÓN. Para mejorar los resultados, el acuerdo de París crea un mecanismo de revisión de los compromisos, también voluntario, para observar si el esfuerzo es suficiente para limitar las emisiones globales y estabilizar las temperaturas. Para empezar, se emplaza al IPCC, el grupo de expertos en clima de la ONU, a realizar un análisis de la situación en el 2018. Los países deberán presentar un primer balance en el 2023 y, cada cinco años, endurecerlo en función de la evolución del clima.

4. VERIFICACIÓN. Calcular las emisiones de origen antrópico de CO₂, desde las causadas por los coches a los de la generación energética, la ganadería o las cementeras, no es tarea fácil pero cuenta con unos mecanismos estandarizados que pueden auditarse. Hasta ahora solo lo hacían los países ricos, pero se emplaza a que lo hagan también los países “en disposición de hacerlo”, entre ellos el primer emisor mundial, China, aunque con la precisión de las inspecciones han de respetar su “soberanía nacional”. A los más pobres se les exime de hacerlo.

5. OBLIGACIÓN. Los compromisos de los países de reducción de gases de efecto invernadero no serán jurídicamente vinculantes, tal y como solicitaba Estados Unidos para evitar el riesgo de que el acuerdo sea rechazado por el Congreso, de mayoría republicana y opuesta a las medidas de transición energética puestas en marcha por Obama. Sin embargo, sí será obligatorio para los países presentar contribuciones climáticas cada cinco años, que serán evaluadas de forma transparente.

6. PICO DE EMISIONES. La comunidad internacional se compromete a alcanzar un máximo mundial de emisiones de gases de efecto invernadero “tan pronto como sea posible” y reconoce que los países más pobres -aunque su objetivo a larga plazo debe ser el mismo- “necesitarán más tiempo”. Debe alcanzarse, dice el texto, “un equilibrio

entre las emisiones antropogénicas y la absorción por parte de los sumideros (bosques y océanos) en la segunda mitad del siglo”. Además, el proceso, debe asentarse “sobre la base de la equidad y en el contexto del desarrollo sostenible y de los esfuerzos por erradicar la pobreza”.[42]

7. DIFERENCIAS ENTRE PAÍSES Pese a que el mundo ha cambiado mucho desde entonces, el texto aprobado perpetua la división entre países desarrollados y en vías de desarrollo instaurado en la Convención de la ONU de 1992. Los más ricos han pretendido acabar con esta división, pero al final han debido ceder en aras del consenso. El acuerdo habla concretamente de “responsabilidades comunes pero diferenciadas”. A las potencias emergentes como China y la India no se les obliga a reducir emisiones y se les emplaza simplemente a “mejorar sus esfuerzos contra el cambio climático en función de sus circunstancias nacionales”.[42]

8. AYUDA PARA EL SUR. En el 2009, los países ricos prometieron la creación del llamado Fondo Verde, una ayuda financiera de 100.000 millones de dólares anuales a partir del 2020 para que los estados más desfavorecidos pudieran hacer frente a los problemas más inmediatos del cambio climático y acometer una transición energética. El acuerdo de París se compromete a incrementar las inversiones a partir de ese año, aunque sin precisar en qué cuantía. A las potencias emergentes, entre ellos China o Corea del Sur, se les emplaza a ayudar, pero siempre de forma voluntaria.

9. AVIACIÓN. Pese a la propuesta de la Unión Europea, las emisiones causadas por los sectores de la aviación y el transporte marítimo, a menudo difíciles de atribuir a un país concreto, quedan excluidos del tratado pese a que suponen el 5% y 3% de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero (tanto como las que generan juntos Gran Bretaña y Alemania).

10. RATIFICACIÓN. El acuerdo está abierto a la firma de los países y la UE a partir del 22 de abril del 2016 y entrará en vigor cuando lo ratifiquen al menos 55 partes de la Convención de la ONU, siempre que aglutinen un mínimo del 55% de los gases de efecto invernadero, es decir, los mismos criterios exigidos con el protocolo de Kioto de 1997.

1.3. La energía solar:

La **Energía solar** es la que llega a la Tierra en forma de radiación electromagnética (luz, calor y rayos ultravioleta principalmente) procedente del Sol, donde ha sido generada por un proceso de fusión nuclear.

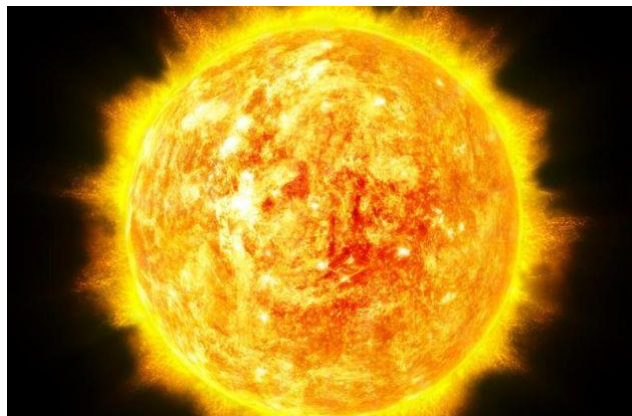
Esa energía que emana del sol, si la capturamos, la podemos utilizar ya sea para fines térmicos (calentar algo) o bien para producir electricidad, ambas completamente integradas en el mundo de la industria.

Según diferentes estudios, cada año, el sol produce 4 mil veces más energía de la que los seres humanos somos capaces de consumir, por lo cual su potencial es realmente ilimitado y una de las energías renovables más desarrolladas y empleadas en casi todo el mundo.

La intensidad de la mencionada energía disponible en un punto determinado del planeta tierra dependerá del día del año, la hora y la latitud, aunque también incidirá en la cantidad de energía que pueda recogerse y la orientación que disponga el dispositivo receptor.

Las ventajas de la energía solar frente a las energías convencionales son las siguientes:

- Se trata de una fuente energética respetuosa con el medioambiente, las emisiones de gases nocivos son mínimas.
- Sus recursos son inagotables, se desmarca de la dependencia recursos fósiles y contaminantes como el petróleo.
- Es ideal para el autoabastecimiento, ya que es medianamente sencilla de implantar y no necesita exigentes medidas de transporte, por lo que se podría concebir un edificio completamente cubierto con colectores solares por ejemplo, sin necesidad de estar conectado a la red eléctrica. Lo que lo hace ideal para viviendas en sitios aislados donde la comunicación y el transporte de la red eléctrica no llega.



El sol como energía fuente:<http://saikumisterios.blogspot.com.es/2016/03/el-sol-frio.html>

1.4. Energía solar en hoteles:

Puesto que el proyecto se realiza en un hotel, vamos a contextualizar este fenómeno del aprovechamiento de la energía del sol en este sector.

La energía solar térmica es una energía renovable que usa el calor aportado por el sol para calentar, de manera semi-gratuita, el agua que pasa por el interior de los paneles. Es limpia, silenciosa, y los costes de generación son, en líneas generales, bajos. En un momento en el que el sector hotelero pugna por reducir costes, sin que ello genere un perjuicio en la calidad del servicio, la energía solar térmica es una opción a tener en cuenta, siempre que se comprendan bien sus ventajas, sus requerimientos y sus posibilidades.

Uno de los pilares fundamentales para el operador es comprenderla naturaleza de la inversión en energía solar térmica. Se trata de inversiones medias o altas, con periodos de retorno alrededor de los 10 años que, además, están sujetos a otros factores, como el consumo, la radiación, el tipo de sistema implantado, y la zona climática, ya que la dependencia del sistema con las condiciones atmosféricas es muy alta.

Salvados los aspectos técnicos que pueden suponer un obstáculo para los hoteles, es importante resaltar que el ahorro potencial en combustible que proporciona la energía solar es muy alto y en este sentido, los gestores operativos de los hoteles deben ser capaces de trazar estos ahorros, midiendo la producción térmica real de la instalación, y hacer un seguimiento de los ahorros conseguidos gracias a la solar térmica.

Es un hecho que el precio de los combustibles ha incrementado, de forma constante, en los últimos años: la energía solar térmica reduce esta incertidumbre, ya que permite controlar los precios de producción de ACS y mantener precios estables de generación a lo largo de la vida útil de la instalación.

Como conclusión podríamos decir, que de todas las energías renovables, la solar térmica es una de las más interesantes para un hotel, por su combinación de costes, inversión y retorno. Además, en hoteles que disponen de piscinas climatizadas o SPA, este tipo de energía es una buena opción, ya que no sólo cumple con la obligatoriedad legal sobre el calentamiento de agua de este tipo de instalaciones, sino que, además, supone un ahorro considerable del combustible que debería dedicarse a este apartado.



Hotel Husa Princesa, pionero en instalaciones solar-térmica. Fuente: Google

2. Definición del proyecto.

2.1. Objetivo del proyecto:

El objetivo de este proyecto será cubrir parcialmente la demanda de ACS mediante la instalación de paneles solares. El estudio se llevará a cabo en el prestigioso, lujoso y carismático hotel de Madrid: Westin Palace de Madrid. Un símbolo en la hostelería mundial y sin duda alguna uno de los sellos de identidad de la capital española. Éste estatus no se mantiene de la nada y en el esfuerzo por adaptarse a los tiempos que corren nace este proyecto.

El estudio se centrará en única y exclusivamente en la instalación de colectores solares en la cubierta del edificio para satisfacer las necesidades hoteleras de ACS (agua caliente sanitaria). Originalmente, se enfocó para además de la demanda de ACS, servir de apoyo a la calefacción, pero al analizarse los resultados obtenidos para el primer caso, se concluyó que era inviable e ilógica esa opción, por la falta de recursos energéticos y por los cercos que te impone la normativa que rige estos estatutos, el CTE, se tomó la decisión de desestimar esta segunda opción.

2.2. Localización del edificio.

Como ya hemos mencionado anteriormente, el proyecto se realizará el Hotel Westin Palace de Madrid. **Conocido por su hospitalidad desde 1912**, el icónico hotel "Palace" está perfectamente ubicado en el **centro de Madrid**, en el denominado Triángulo del Arte, a tan sólo un paso de los museos más prestigiosos de la ciudad: el Museo del Prado, el Museo Thyssen y el Museo Reina Sofía, entre otros.



Fachada hotel Westin palace. Fuente: westinpalacemadrid.com

Por su localización en el **Barrio de las Letras**, es además el hotel ideal para disfrutar de la amplia oferta gastronómica, cultural, de ocio y de compras de Madrid.

Datos geográficos:

-Dirección: Plaza de la Cortes, 7.

-Latitud Norte: 40º 24' 54,64''

-Latitud Oeste: 3º 41' 42,72''

-Altitud: 637m.



Localización Hotel Westin Palace. Fuente: Google Earth

2.3. Descripción del edificio.

El edificio a estudiar se construyó durante el reinado de Alfonso XIII, inicios del Siglo XIX, donde el rey en persona ordenó su construcción, emplazándolo en el antiguo Palacio de los Duques de Medinaceli. El proyecto fue encargado al belga George Marquet y el arquitecto Eduard Ferrés i Puig se encargó de diseñarlo. Un edificio de aproximadamente unos seis mil metros cuadrados de superficie con forma trapezoidal.

Las partes que conforman el hotel se detallan a continuación:

- Una planta principal con restaurante, hall y cocina.
- 6 plantas para hospedar a sus clientes, con un total de 466 habitaciones divididas diferentes formatos: 71 Queen, 126 Twin y 270 King.
- Un sótano donde se encuentra la sala de calderas y distintos despachos del personal.
- Un patio interior de forma trapezoidal.
- Una cubierta de aproximadamente 4267.114 m^2 de superficie útil.



Plano de la cubierta del Hotel Westin Palace. Fuente: Staff Westin Palace Madrid

Nota: Los planos son proporcionados por el personal competente del Westin Palace y están adjuntos en el apartado de "planos".

Para el objetivo de este proyecto, producción de ACS, la planta donde tenemos que fijar mas exhaustivamente nuestra atención es el la cubierta, ya que es la zona donde instalaremos los colectores solares, en donde su superficie útil será un parámetro fundamental en el diseño de la instalación. Podemos observar en el plano adjunto su forma y disposición trapezoidal en donde tres de sus lados tienen una superficie plana y el cuatro tiene un tejado de aguas abajo, cuya inclinación nos podría condicionar el diseño.

2.4. Datos meteorológicos:

Para el dimensionado de los colectores a utilizar es necesario conocer distintos aspectos climáticos como puede ser la temperatura, la irradiación y el número de horas de sol por día, los cuales serán parámetros críticos en nuestro diseño.

Meses del año	Tambiente	Tred
Enero	6	6
Febrero	8	7
Marzo	11	9
Abril	13	11
Mayo	18	12
Junio	23	13
Julio	28	14
Agosto	26	13
Septiembre	21	12
Octubre	15	11
Noviembre	11	9
Diciembre	7	6

Temperaturas ambiente y de red en la Comunidad de Madrid. Fuente: CENSOLAR

En la tabla superior de ilustran las temperaturas medias diarias mensuales durante horas de sol y la temperatura media de la red en cada mes del año.

2.5. Conceptos importantes:

Partiendo de que la energía solar resulta del proceso de fusión nuclear que tiene lugar en el sol. Esta energía es el motor que mueve nuestro medio ambiente, siendo la energía solar que llega a la superficie terrestre 10.000 veces mayor que la energía consumida actualmente por toda la humanidad.

A partir de aquí, podemos destacar tres conceptos íntimamente relacionados pero que difieren mínimamente y son motivo de confusión:

- **La radiación solar:** Es la transferencia de energía procedente del sol por ondas electromagnéticas, las cuales se producen desde la fuente hacia fuera en todas las direcciones. Estas ondas no necesitan un medio material para propagarse, pueden atravesar el espacio interplanetario y llegar a la Tierra desde el Sol. La longitud de onda y la frecuencia de las ondas electromagnéticas, son importantes para determinar su energía, su visibilidad y su poder de penetración. Todas las ondas electromagnéticas se desplazan en el vacío a una velocidad de 299.792 Km/s pero pueden tener distintas longitudes de onda, lo que se denomina espectro electromagnético. Es decir energía emitida por unidad de superficie, por lo tanto, unidades: J/m^2 .
- **Irradiancia:** Es la magnitud que describe la radiación solar que llega hasta la superficie terrestre (que no es toda la procedente del sol). Es la potencia recibida por unidad de superficie. Sus unidades en el SI son W/m^2
- **Irradiación:** Es la cantidad de irradiancia recibida en un lapso de tiempo determinado, es la potencia por tiempo recibida por unidad de superficie. Se mide en J/m^2 .

Las horas de sol útiles medias en cada mes para una latitud entre $+25^\circ$ y $+45^\circ$ son:

Latitud	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
De $+25^\circ$ a $+45^\circ$ (Hemisferio Norte)	8	9	9	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9	9	8	7,5

Horas útiles de sol en cada mes del año Fuente: CENSOLAR

La media del número de horas útiles de sol las estimamos en 8,9 horas al día.

En la siguiente tabla observamos como varía la radiación mensual en la ciudad de Madrid a lo largo del año.

Meses del año	Ho(KJ/m2)	Horas de sol	It(KJ/m2 *día)
Enero	6700	8	53600
Febrero	10600	9	95400
Marzo	13600	9	122400
Abril	18800	9,5	178600
Mayo	20900	9,5	198550
Junio	23500	9,5	223250
Julio	26000	9,5	247000
Agosto	23100	9,5	219450
Septiembre	16900	9	152100
Octubre	11400	9	102600
Noviembre	7500	8	60000
Diciembre	5900	7,5	44250

Variación de la radiación solar a lo largo del año en función de las horas de sol. Fuente: CENSOLAR

Como podemos observar la radiación incidente total al día depende de la radiación que tenemos en un determinado mes y de las horas de sol útiles que tenemos en el día del mes en el que estamos. Por lo que en los meses de verano tendremos más radiación al día, ya que unido a la mayor radiación se une el hecho de tener más horas de sol útiles.

Para cada latitud y cada inclinación, nos encontramos con factores de corrección para cada mes, en nuestro caso para una latitud de 40º y una inclinación de 40º:

Meses del año	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
K(40º)	1,39	1,29	1,16	1,04	0,95	0,92	0,95	1,05	1,21	1,39	1,5	1,48

Factor K para la incidencia solar, con una inclinación de 40º y una latitud de 40º. Fuente:CENSOLAR

3. Cálculo de la demanda energética.

3.1. Contribución solar mínima:

La contribución solar mínima anual es la fracción entre los valores anuales de la energía solar aportada exigida y la demanda energética anual, obtenidos a partir de los valores mensuales. En la tabla siguiente se indica, para cada zona climática y diferentes niveles de demanda de agua caliente sanitaria (ACS) a una temperatura de referencia de 60 °C, la contribución solar mínima anual:

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

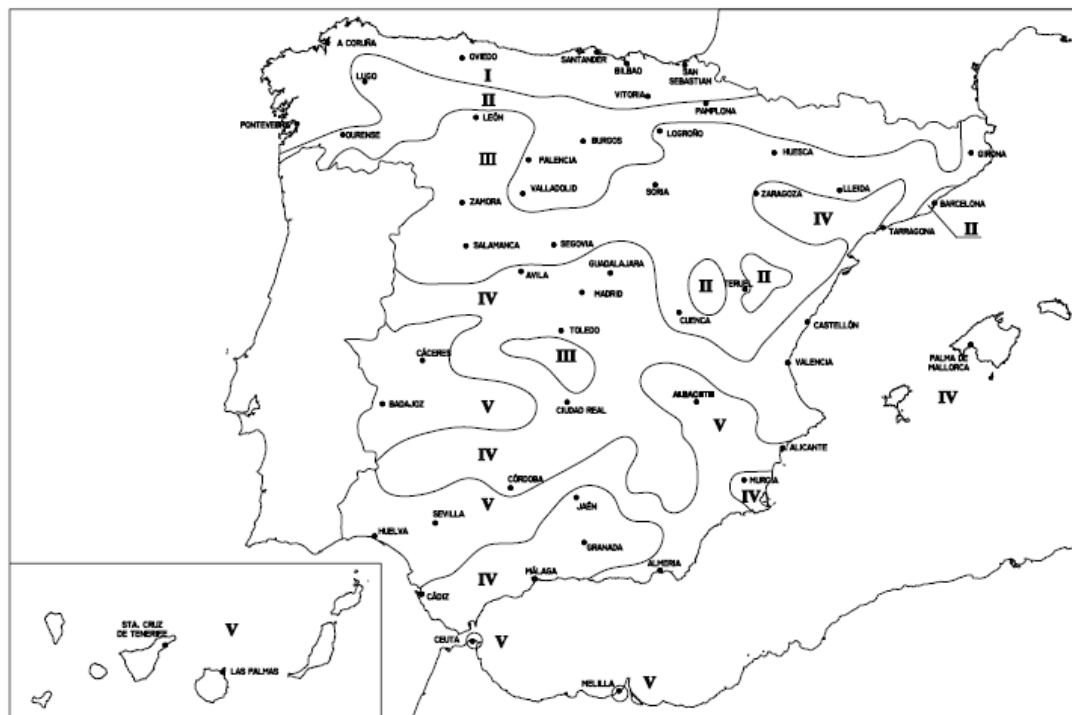
Demanda de ACS en función de la zona climática. Fuente :CTE

Atendiendo ala Radiación Solar Global media diariaanual sobre superficie horizontal (H), se estable esta delimitación:

Zona climática	MJ/m ²	kWh/m ²
I	$H < 13,7$	$H < 3,8$
II	$13,7 \leq H < 15,1$	$3,8 \leq H < 4,2$
III	$15,1 \leq H < 16,6$	$4,2 \leq H < 4,6$
IV	$16,6 \leq H < 18,0$	$4,6 \leq H < 5,0$
V	$H \geq 18,0$	$H \geq 5,0$

Márgenes de radiación con respecto a la zona climática. Fuente:CTE

Por lo que, en el siguiente mapa de la Península podemos observar como cercada cada región:



Mapa de España dividido en las diferentes zonas climáticas. Fuente:CTE

3.2. Necesidades diarias de ACS:

Ahora calcularemos según nos estipula el CTE las necesidades mensuales que tenemos con el fin de poder establecer una contribución mínima solar. La siguiente tabla nos ayuda a fijar nuestra cantidad partiendo de una temperatura de ACS de referencia de 60º:

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel ****	70	por cama
Hotel ***	55	por cama
Hotel/Hostal **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

(1) Los litros de ACS/día a 60°C de la tabla se han calculado a partir de la tabla 1 (Consumo unitario diario medio) de la norma UNE 94002:2005 "Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética".

Para el cálculo se ha utilizado la ecuación (3.2) con los valores de $T_1 = 12^\circ\text{C}$ (constante) y $T = 45^\circ\text{C}$.

Estimación de la demanda diaria de ACS. Fuente:CTE

Por lo que nuestras necesidades diarias las podemos definir como sigue:

$$V = \frac{70L}{\text{día}} * 466 \text{ camas} = 32620 \text{ L/día}$$

Al estar nuestra instalación configurada para tener una temperatura de ACS de unos 60°C nos sirven todas las correlaciones descritas en las tablas anteriores.

Recapitulando toda la información tenemos lo siguiente:

-Zona climática IV.

-Vdiario=32620L/d >20000 L

Por lo tanto la contribución solar mínima es:

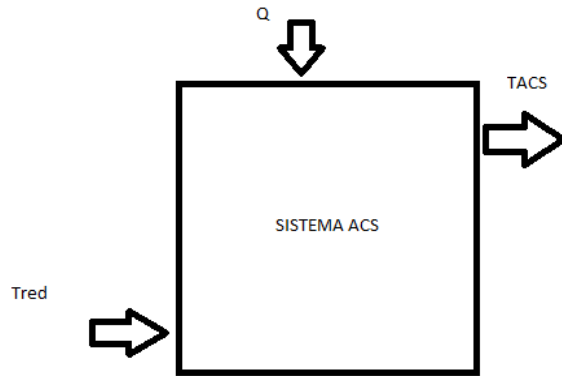
$$\text{Contribución solar mínima} = 70\%$$

Además de esto, el CTE en su apartado H4 nos obliga a lo siguiente, en cuanto a la cobertura solar mensual:

- En ningún mes podrá superar el 110 % de la demanda de ACS.
- No se podrá superar el 100 % de la demanda de ACS durante tres meses consecutivos.

3.3. Necesidades energéticas:

En este apartado nos centraremos en calcular la demanda energética que nos requieren nuestras necesidades de ACS, para ello realizaremos un balance térmico global de toda la instalación, con la única finalidad de subir la temperatura del agua de red a los 60°C de salida del ACS. Para ello planteamos lo siguiente:



Balance de energía global de toda la instalación. Fuente: Elaboración propia

Balance energético al sistema:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = Q - W + \sum_e m_e \left(h_e + \frac{1}{2} C_e^2 + gZ_e \right) - \sum_s m_s \left(h_s + \frac{1}{2} C_s^2 + gZ_s \right)$$

Considerando:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = 0 ; \text{ Al ser estacionario}$$

$$W=0;$$

$$m_e = m_s;$$

$$\Delta z = 0; \Delta C = 0;$$

Por lo tanto nos queda:

$$Qd = \mu m C_e (T_{ACS} - T_{red})$$

Siendo:

$m = \text{gasto másico}; [\text{Kg/s}]$

$C_p = \text{calor específico del agua}; [\text{KJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$

$T_{ACS} = \text{Temperatura de ACS}; [^{\circ}\text{C}]$

$T_{red} = \text{Temperatura de red}; [^{\circ}\text{C}]$

$\mu = \text{índice de ocupación};$

El gasto másico será diferente para cada mes en función del índice de ocupación (μ), dato proporcionado por el hotel. Al igual que la temperatura de red la cual variará dependiendo del mes en el que estemos. Sin embargo, aunque vararía ligeramente cogemos un C_p constante de la siguiente manera:

$$T_{redmedia} = 10.25^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ACS} = 60^{\circ}\text{C}$$

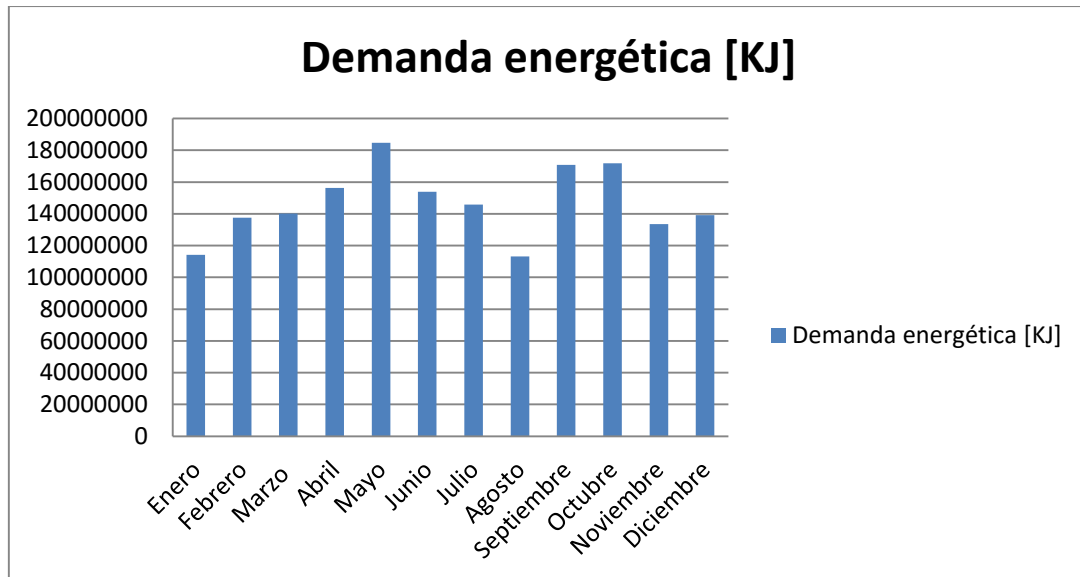
$$T_{media} = \frac{T_{redmedia} + T_{ACS}}{2} = 35.125^{\circ}\text{C}$$

$$C_p(35^{\circ}\text{C}) = 4.180 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}}$$

Meses del año	Demanda diaria (Kg/s)	μ (ocup)	$T_{ACS} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{red} [^{\circ}\text{C}]$	$C_p; [\text{KJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$	Nº días mes	Qd (KJ)
Enero	32620	0,5	60	6	4,18	31	114126289,2
Febrero	32620	0,68	60	7	4,18	28	137595126,6
Marzo	32620	0,65	60	9	4,18	31	140121721,7
Abril	32620	0,78	60	11	4,18	30	156340744,6
Mayo	32620	0,91	60	12	4,18	31	184630974,5
Junio	32620	0,8	60	13	4,18	30	153804604,8
Julio	32620	0,75	60	14	4,18	31	145828036,2
Agosto	32620	0,57	60	13	4,18	31	113238640,3
Septiembre	32620	0,87	60	12	4,18	30	170821284,5
Octubre	32620	0,83	60	11	4,18	31	171908006,7
Noviembre	32620	0,64	60	9	4,18	30	133515486,7
Diciembre	32620	0,61	60	6	4,18	31	139234072,8

Tabla de variación de la demanda energética a lo largo del año y la evolución de sus variables.

En el siguiente gráfico podemos observar como varía la demanda energética requerida en función del mes.



Evolución de la demanda a lo largo del año.

Fijándonos en la gráfica podemos observar que mayo es el mes con más demanda energética, siendo notable también en octubre y noviembre, lo que nos lleva al paradigma de esta instalación, en los meses donde más demanda coinciden con los meses donde los captadores pueden trabajar menos horas, al haber menos horas de sol, y a menor potencia, ya que la irradiación en estos meses es menor, y viceversa.

3.4. Caudal del consumo:

En este apartado nos centraremos en el caudal de agua que es necesario calentar para satisfacer la demanda del hotel, considerando que única y exclusivamente el agua se calentará cuando tengamos horas de sol útiles, el resto de horas el sistema almacenará pero no calentará, es decir, el total de la instalación trabajará solo durante un determinado tiempo del día. Para ello, calculamos este caudal de consumo.

Por exigencias del curso del hotel tenemos que satisfacer:

$$V = \frac{70L}{\text{día}} * 466 \text{ camas} = 32620 \text{ L/día}$$

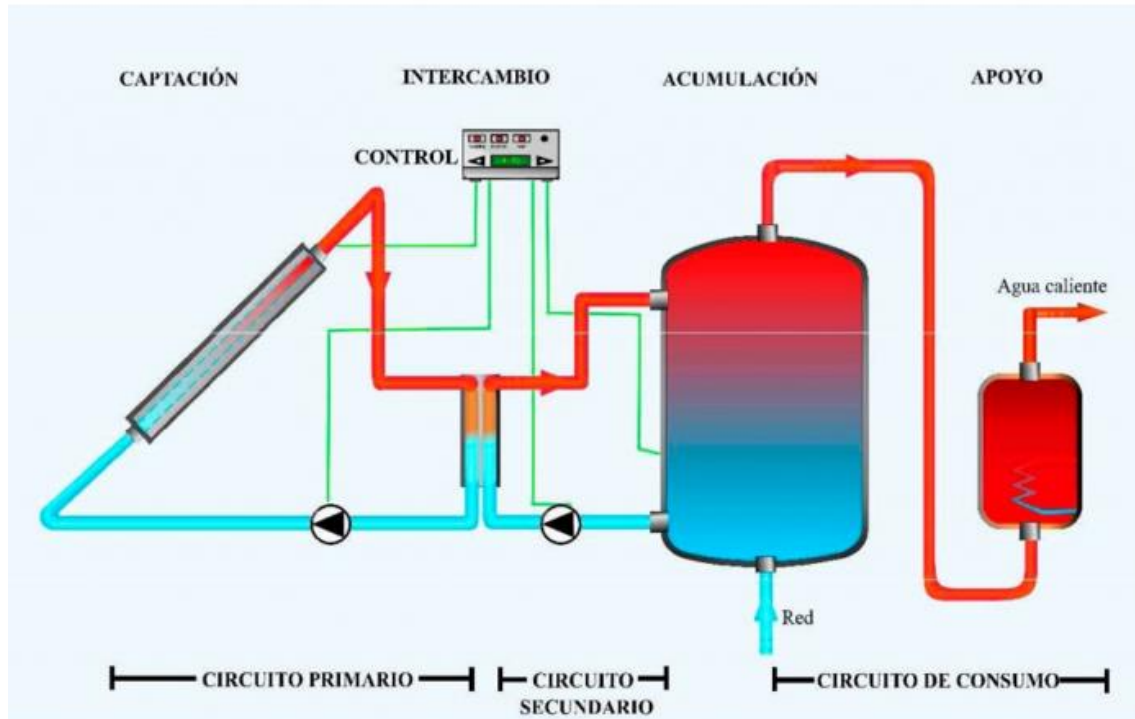
Puesto que no se aprovecharán todas las horas del día: La media del número de horas útiles de sol las estimamos en 8,9 horas al día.

Nuestro caudal de consumo medio será el siguiente:

$$m_{cons} = \frac{32620L}{día} * \frac{1día}{8.9h} * \frac{1Kg}{L} * \frac{1h}{3600s} = \frac{1.018Kg}{s}$$

4. Descripción de la instalación:

El esquema de funcionamiento tipo de la instalación es el siguiente:



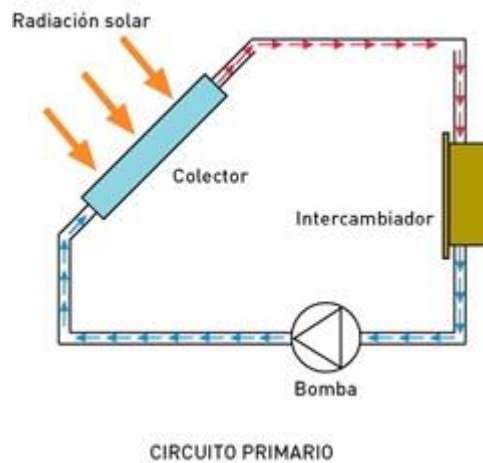
Esquema de la instalación. Fuente: Energíasrenovablesinfo.es

El sistema a instalar consta de tres circuitos principales, primario o solar, secundario o de almacenamiento y un terciario o de consumo. Además integran un circuito de control y uno de apoyo en caso de necesidad.

En nuestra instalación utilizaremos un sistema de transferencia de calor indirecto, es decir, el fluido que circula por los colectores no es el agua destinada directamente al consumo, ya que nos permite manejar mejor el rango de temperaturas y utilizar en el circuito primario, que no olvidemos está expuesto a la intemperie un fluido diferente al de agua de consumo, el cual estará formado por agua más anticongelante, para hacer frente a las posibles heladas del invierno.

4.1. Circuito primario

El circuito primario está configurado por los siguientes elementos:



Esquema del circuito primario. Fuente:ekidom.com

4.1.1. Colector solar:

Es el elemento de la instalación encargado de captar la energía proveniente del sol y transmitirla al fluido caloportador. Es el componente más importante de una instalación de energías solar térmica, ya que de su dimensionado y rendimiento dependerá el eficiente funcionamiento de la instalación.

Existen varios tipos de colectores disponibles en el mercado para instalaciones, como la presente, a baja temperatura, es decir nunca superaremos los 90°C en ningún componente del circuito. Los tipos de colectores son:

- Colector solar placa plana:

El más utilizado es el captador solar plano con cubierta de vidrio y su uso más generalizado es la producción de agua caliente.



Foto captador solar plano. Fuente: Energiadoblezero.com

- [Colector solar de caucho](#)

La principal aplicación de estos colectores es la climatización de piscinas abiertas, ya que son muy eficientes a temperaturas entre 27º-32º.



Colector solar de caucho. Fuente: Google

- [Colector de tubos de calor](#)

Están formados por colectores lineales alojados en tubos de vidrio al vacío. Son muy parecidos en funcionamiento a los de placa plana, lo único que son más caros pero evitan las pérdidas por convección al estar sus tubos al vacío.



Colector de tubos de calor. Fuente: solarwaterheater.es

En este proyecto el colector que se utilizará será un colector de placa plana de la compañía ASTERSA modelo AT026, cuyas características están proporcionadas por el fabricante, observables en el siguiente folleto:

CAPTADOR SOLAR SELECTIVO DE ALTO RENDIMIENTO

AT 026



El captador ASTERSA AT 026 está fabricado bajo las más estrictas normas de calidad. Dispone de un absorbedor continuo de cobre con tratamiento selectivo BLUETEC soldado por ultrasonidos a un colector de cobre tipo aipa. Las soldaduras en el absorbedor se realizan por inducción y se prueba la estanqueidad a 15 bar cada unidad. La carcasa es de aluminio anodizado de alta calidad. La cubierta transparente es un vidrio solar templado de alta resistencia y baja emisividad. La cubierta posterior es una lámina térmica de Polipropileno. Todo el proceso dispone de certificaciones ISO 9001 e ISO 14001.



DIMENSIONES Y PESOS

Longitud Total	2.180 mm
Ancho Total	1.259 mm
Fondo Total	95 mm
Área Total	2,75 m ²
Área de Apertura	2,51 m ²
Área del Absorbedor	2,54 m ²
Peso en vacío	51 kg
Fluido calo portador	Mezcla de agua con glicol
Capacidad de fluido	1,4 l
Temperatura de estanqueamiento	195,5 °C
Flexión máxima	1.000 Pa

PRESIONES Y CAUDALES

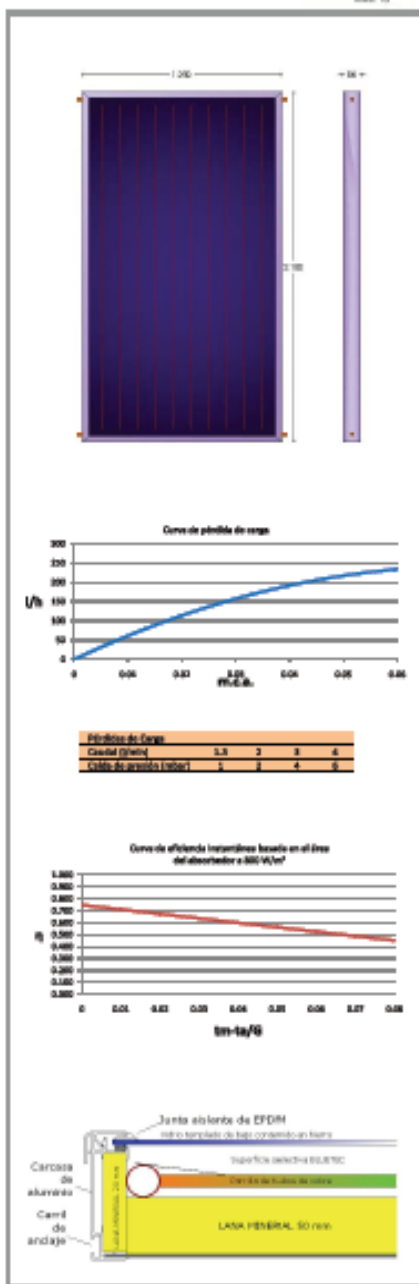
Presión de timbre	15 bar
Presión de trabajo	10 bar
Caudal recomendado	45 l/h m ²
Capacidad Térmica efectiva	11.950 J/K

CALIDADES DE FABRICACIÓN

Cubierta transparente	Vidrio templado de 3,20 mm de espesor bajo contenido en hierro
Carcasa	Aluminio extrusionado AL-6063 T5 de 1,70 mm de espesor y anodizado
Absorbedor	Lámina de cobre continua de 0,20 soldada por ultrasonidos a parrilla
Tratamiento	Selectivo BLUETEC
Colector principal	2 unidades de 22 mm
Colector secundario	10 unidades de 8 mm
Carcasa	Lana mineral de alta densidad D:500kg/m ³ / C:0,035W/m°C de espesor 50mm dorsal y 20mm lateral
Acabado posterior y sellado	Polipropileno térmico y proyección de silicona neutra. Junta de EPDM.
Conexiones externas	Tubo liso de cobre de 22mm (4 uds.)

CURVA DE RENDIMIENTO INSTANTÁNEO Y REGISTRO

Rendimiento óptico	74,85%
Factor de pérdidas primario	3,718 W/m ² °K
Factor de pérdidas secundario	0,014 W/m ² °K ²
Potencia máx. (1000W/m ² -dT° 10°C)	1.784 W
Norma de certificación de captador	EN 12975-1,2:2006
Denominación Industrial	AS 2.6 M
Contraseña de homologación	NPS - 32309
Número Registro KEYMARK	011 - 75508F

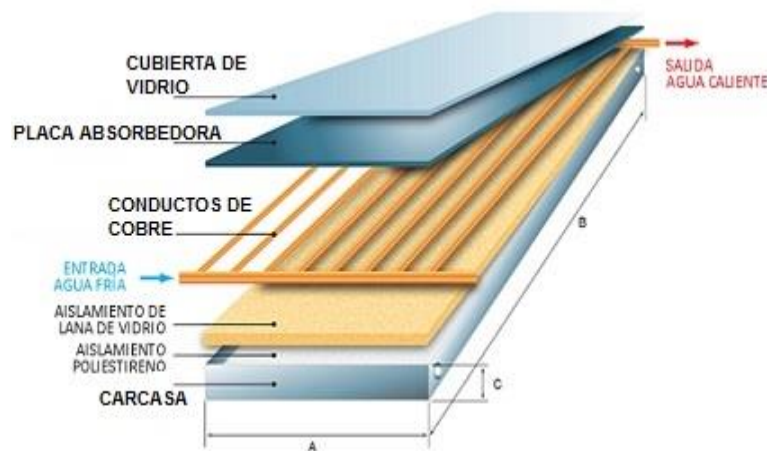


CÓDIGO PRODUCTO ASTERSA AT026

GARANTÍA: 10 AÑOS

Ficha técnica colector AT 026. Fuente: ASTERSA

En este captador de placa solar plana se distinguen las siguientes partes:



Partes del colector solar plano. Fuente: ingemecanica.com

-Cubierta de vidrio: Es la encargada de retener el calor y de aislar el captador de las condiciones ambientales exteriores.

-Placa absorbidora: Es la que se encarga de recoger las radiaciones solares y traspasar este calor a los tubos de cobre.

-Conductos de cobre: Se trata de una parrilla de en nuestro caso 10 tubos de cobre de 8 mm de diámetro los cuales serán los encargados de portar el fluido y calentarlo en su recorrido. Estos 10 tubos están alimentados por un tubo de entrada y evacuados por un tubo de salida, ambos de 22 mm de diámetro.

-Aislamiento: Tiene la misión de reducir las pérdidas térmicas del equipo. Está formado normalmente por espumas sintéticas (poliuretano, fibra de vidrio...). El aislamiento térmico se coloca en las caras laterales y en el fondo de la carcasa disminuyendo así las pérdidas de calor por conducción.

-Carcasa: Es el elemento que cubre y sostiene al resto de los componentes del captador. En el diseño de la carcasa se debe tener en cuenta la resistencia mecánica necesaria para las condiciones de uso y de montaje.

4.1.2. Fluido caloportador:

El fluido portador según nos indica el CTE se seleccionará de acuerdo con las especificaciones del fabricante de los captadores. Pueden utilizarse como fluidos en el circuito primario agua de la red, agua desmineralizada o agua con aditivos, según las características climatológicas del lugar de instalación y de la calidad del agua empleada.

El fluido de trabajo tendrá un pH a 20 °C entre 5 y 9, y un contenido en sales que se ajustará a los señalados en los puntos siguientes:

- La salinidad del agua del circuito primario no excederá de 500 mg/l totales de sales solubles. En el caso de no disponer de este valor se tomará el de conductividad como variable limitante, no sobrepasando los 650 μ S/cm;
- El contenido en sales de calcio no excederá de 200 mg/l, expresados como contenido en carbonato cálcico;
- El límite de dióxido de carbono libre contenido en el agua no excederá de 50 mg/l.

Además de estas exigencias como el fluido estará expuesto al exterior correrá el riesgo de congelarse lo cual hay que evitar, lo que será un factor determinante en la composición de líquido de trabajo. Atendiendo a la temperatura mínima histórica de la ciudad de Madrid:

Madrid Retiro	-10,1	(16 Ene 1945)
---------------	-------	---------------

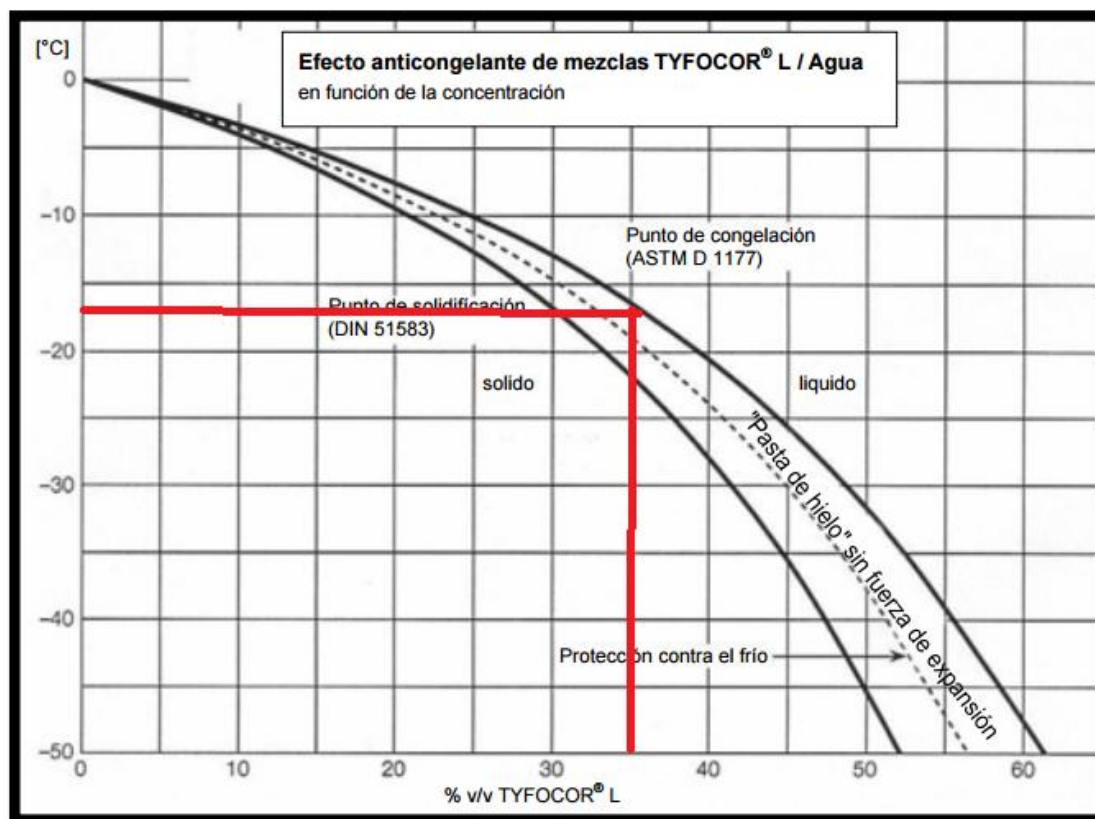
Temperatura mínima histórica en Madrid. Fuente: Emiliópolis

Según nos dictamina el CTE, el fluido del circuito primario tiene que tener un punto de congelación de menos del 5°C de la temperatura mínima histórica registrada hasta la fecha en la ciudad de Madrid:

$$T_{cong} = T_{minhist} - 5^{\circ}C = -10,1^{\circ}C - 5^{\circ}C = -15,1^{\circ}C$$

A raíz de estas premisas, nos disponemos a elegir nuestro fluido que será el Tyfocor L de la empresa alemana TYFOROP CHEMIE GmbH. Se trata de una mezcla de agua con propilenglicol, un concentrado anticongelante y anticorrosivo de acción prolongada para instalaciones de calefacción y refrigeración/circuitos de agua, instalaciones de energía solar e instalaciones con bomba de calor, lo que lo hace ideal para la instalación.

Con los datos proporcionados por el fabricante:



Comportamiento del TYFOCOR en función de la temperatura y el % en propilenglicol. Fuente: resol.de con modificación propia

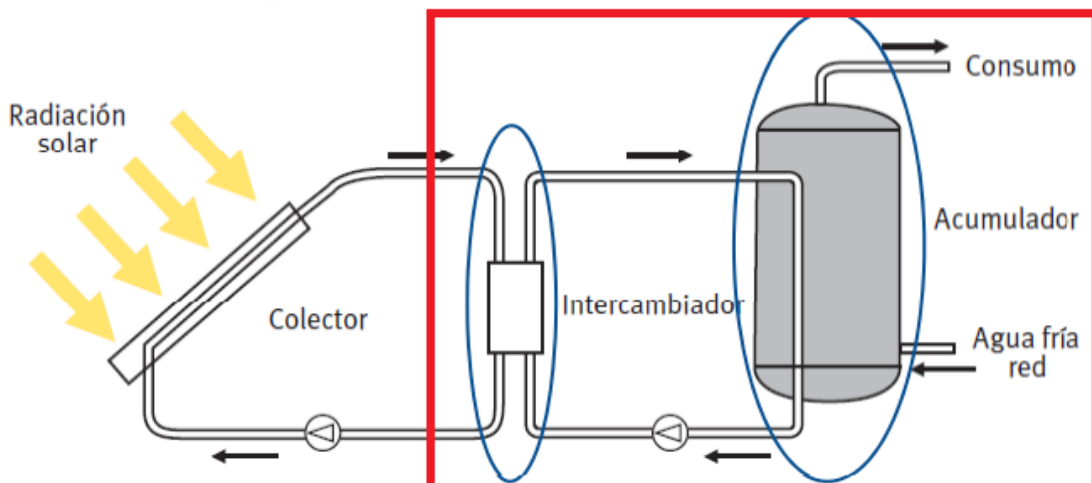
Vol.-% Tyfocor® L	Densidad a 20 °C [g/cm ³]	Índice de refrac- ción n20D	Punto. de con- gelación [°C]
25	1.023	1.3627	-10
30	1.029	1.3690	-14
35	1.033	1.3747	-17
40	1.037	1.3801	-21
45	1.042	1.3855	-26
50	1.045	1.3910	-32
55	1.048	1.3966	-40

Características del TYFOCOLOR a distintas concentraciones. Fuente: resol.de

Podemos concluir que nuestra mezcla será del 35% en Tyfocolor con un 65% de agua. Como la temperatura variará a lo largo del circuito, en este punto no especificaremos las demás características, sino que las iremos indicando a medida que necesitemos.

4.2. Circuito secundario

En el circuito secundario o de cesión del calor distinguimos dos elementos fundamentales: el intercambiador y el acumulador de ACS.



Esquema del primer y segundo circuito de la instalación Fuente:Guía solar térmica. IDEA con modificación propia

4.2.1. Intercambiador de calor:

Los intercambiadores de calor tienen la finalidad de transmitir el calor del circuito primario al circuito secundario, solamente por conducción y por convección. Existen muchos y diversos tipos de intercambiadores, pero nos centraremos en los más comunes en este tipo de instalaciones:

- **Intercambiadores incorporados al acumulador:**

Este tipo de intercambiadores concentran en un único elemento el intercambiador y el acumulador lo que lo hace ideal para instalaciones pequeñas, ya que sus pérdidas de carga son menores y pueden ser de dos tipos:

1. **De serpiente**: Formados por un único tubo enrollado en forma de espiral en la zona inferior del acumulador. En el interior del serpentín el fluido se encuentra en circulación forzada, mientras que en el exterior, la renovación del fluido en contacto con el serpentín se hace por convección natural



Interacumulador de serpentín. Fuente: Guía Solar Térmica

2. **De doble envoltente**: El intercambio viene a través de un doble envoltente interno, reforzado por adecuados nervios, por donde circula el fluido proveniente de la caldera. Es óptimo para los denominados equipos compactos.



Interacumulador de doble envoltente. Fuente: Guía Solar Térmica

- **Intercambiadores externos:**

Son intercambiadores aislados completamente del acumulador y se usan para instalaciones a partir de más de 3000 litros de acumulación, como es nuestro caso, ya que son más económicos y más prácticos que los interacumuladores.

En este método de intercambio de calor, los dos fluidos que interactúan están en movimiento y la circulación de fluido frío-fluido caliente, puede ser en el mismo sentido o en contracorriente, siendo más efectivos estos últimos.



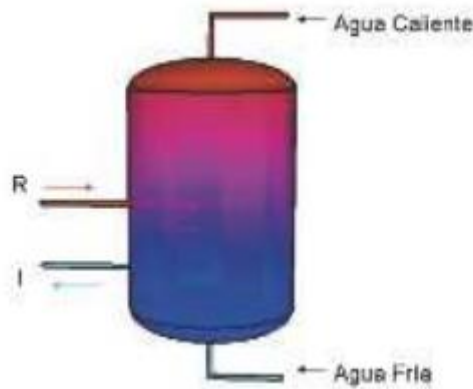
Intercambiador de placas. Fuente: Grupociat.es

4.2.2. Acumuladores de ACS:

El sistema de acumulación es el dispositivo encargado de almacenar la energía térmica captada por los paneles. Su integración en una instalación solar térmica como la presente es imprescindible, puesto que la demanda de agua caliente no es simultánea con la generación.

Su buen dimensionamiento es imprescindible para el correcto funcionamiento del sistema siendo este proporcional a la demanda exigida por el hotel, ya que un sobredimensionamiento no nos permitiría alcanzar temperaturas de consumo y por otro lado, un depósito pequeño no nos abastecería el total de la demanda.

Para favorecer la estratificación de la temperatura en el depósito se recomienda su disposición en vertical, la cual también se ve favorecida por la situación de las tuberías y la entrada de los fluidos en el interior del depósito.



Acumulador de ACS. Fuente: Guía Solar Térmica

Además de la configuración vertical del depósito, el código técnico de la edificación también recomienda que el sistema de acumulación esté constituido por un solo depósito y esté ubicado en zonas interiores. En el caso de fraccionarse en dos o más depósitos, se conectarán, preferentemente, en serie invertida en el circuito de consumo o en paralelo con los circuitos primarios y secundarios equilibrados.

Los materiales de construcción más recomendables son el acero, acero inoxidable, aluminio y la fibra de vidrio reforzado. Además de estar provistos por un aislante para minimizar la pérdidas.

Cuando el acumulador tiene integrado en su interior el intercambiador se denomina interacumulador.

4.3. Circuito terciario:

Es el circuito encargado de hacer llegar el agua caliente almacenada por los acumuladores directamente al consumo, este sistema se provee de un circuito de apoyo, el cual compense el déficit de rendimiento de la instalación solar.

El sistema de energía auxiliar es un elemento imprescindible en toda instalación solar si no se quieren sufrir restricciones energéticas en aquellos periodos en los que no hay suficiente radiación y/o el consumo es superior a lo previsto. Para prevenir estas situaciones, casi la totalidad de los sistemas de energía solar térmica cuentan con un apoyo basado en energías "convencionales". La fuente de apoyo es muy variable, aunque en general es recomendable que se encuentre vinculada a un sistema de control. Algunos sistemas de apoyo son:

- **Eléctricos**. Sobre todo para equipos pequeños, en los que la energía se suministra dentro del acumulador mediante una resistencia.
- **Calderas de Gas o Gasóleo**. Este tipo de apoyos, según el diseño de la instalación, pueden provenir de las instalaciones preexistentes (adecuadamente modificadas). En todo caso, y dependiendo de las demandas a satisfacer (puntuales, prolongadas, estacionales...) es posible emplear sistemas con calentamiento instantáneo o sistemas provistos de acumulador independiente u otros acumuladores intermedios.

4.4. Sistema hidráulico.

El circuito hidráulico está formado por los elementos que se involucran en la correcta circulación de los fluidos que circulan por la instalación y de por lo tanto, comunicar los distintos dispositivos transportando agua o fluido caloportador dependiendo de donde operen. Este circuito está formado por bombas, tuberías, válvulas, vasos de llenado, purgador y desaireador, grifos de llenado y vacío.

- **Tuberías**: Son las encargadas de transportar el fluido caloportador por toda la instalación. Los materiales más utilizados son: acero galvanizado, acero negro, plásticos que resistan altas temperaturas y el cobre, siendo este último el más empleado por su alta resistencia a la corrosión y su bajo coste.
- **Bomba**: La bomba de circulación es el elemento de la instalación que se encarga de impulsar el fluido a través del circuito hidráulico. Es el dispositivo principal en las instalaciones solares térmicas de circulación forzada.

Sus materiales de composición serán compatibles con el fluido caloportador descrito anteriormente.

En instalaciones pequeñas/medias se suelen utilizar bombas en línea, directamente comunicadas con la tubería, mientras que en instalaciones grandes se opta por bombas en bancada.

En una instalación de térmica, podemos alcanzar altas temperaturas, debido a esto, es recomendable instalar este dispositivo en las zonas más frías del circuito, es decir, en las tuberías de retorno a los captadores tras salir del intercambiador, siempre evitando cualquier tipo de cavitación y con el eje de rotación en posición horizontal.

La función fundamental de la bomba del circuito primario es impulsar el fluido desde el sótano, donde estará instalado el intercambiador, hasta los captadores que estarán en la cubierta.

- **Vasos de expansión:** "Es el elemento encargado de absorber las variaciones de volumen y presión que experimenta el fluido en un circuito debido a los cambios de temperatura. Pueden ser abiertos o cerrados en función de si están en contacto directo con la atmósfera o no.

En este tipo de instalaciones, el fluido no suele estar en contacto directo con la atmósfera, por lo que serán vasos de expansión cerrados. Estos se dividen en un volumen con nitrógeno que actúa de amortiguador y un parte donde fluctúa el líquido de la instalación, separados por una membrana elástica impermeable que se desplaza en función del efecto de la temperatura en la presión del circuito.

Este dispositivo se pondrá en cualquier punto accesible de la instalación, aunque se recomienda ponerlo antes del punto de aspiración de la bomba.

- **Sistema de purga de aire:** En los puntos altos de la salida de captadores y en todos aquellos puntos de la instalación donde pueda quedar aire acumulado, se colocarán sistemas de purga para extraer el aire contenido en el circuito. Esos sistemas están constituidos por botellines de desaireación y por un purgador manual o automático.

Debido a que los purgadores automáticos no diferencian entre el aire y el vapor de agua, se evitará el uso de estos purgadores en aquellos puntos del circuito donde se pueda generar vapor, como a la salida de los captadores solares. En estos lugares se instalarán sistemas de purga de aire manual, con lo que se eliminará el problema de extracción de vapor de agua.

- **Grifos de llenado y vacío:** Cualquier circuito cerrado de la instalación ha de incorporar un sistema de llenado manual o automático que permita llenar el circuito y mantenerlo presurizado. Se recomienda realizar el llenado del circuito por la parte inferior del mismo para facilitar la salida al exterior del posible aire acumulado. Para posibilitar el vaciado del circuito de una instalación solar, se recomienda instalar en los puntos más bajos tuberías de drenaje a través de las cuales se pueda realizar el vaciado mediante una válvula de corte.

- **Válvulas:** En una instalación de estas características se distinguen varios tipos de válvulas:

-Válvulas de seguridad: Son de colocación obligatoria y actúan como elementos limitadores de la presión en el circuito. La presión de funcionamiento deber ser

inferior a la presión mínima que pueda soportar el elemento más delicado del total de la instalación, siendo estos típicamente los colectores.

-Válvulas de anti-retorno: Permiten el paso del fluido en solo un sentido.

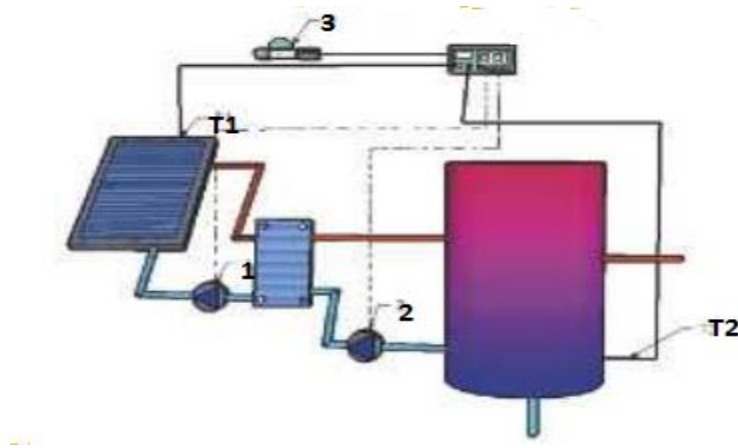
-Válvulas de paso: Son las encargadas de cerrar total o parcialmente el paso del fluido por las tuberías. Las válvulas de paso de cierre total se utilizan para aislar una parte de la instalación y que esta no trabaje, muy útiles para el mantenimiento. Mientras que las válvulas de paso de cierre parcial sirven para producir una pérdida de carga adicional al circuito con el fin de regular el caudal o de equilibrar la instalación.”[35].Guía Solar Térmica 2010.

4.5. Sistema de control

Los elementos de control son los encargados de asegurarse de que todo funcione correctamente según a los parámetros establecidos, siendo los más críticos los que están asociados a la bomba de recirculación.

Según el CTE, la regulación por medio de la temperatura del funcionamiento de la bomba será siempre de tipo diferencial entre la temperatura del fluido portador en la salida de la batería de colectores (T1) y la del depósito de acumulación (T2). El sistema de control actuará y estará ajustado de manera que las bombas del circuito primario (1) y del circuito secundario (2) no estén en marcha cuando la diferencia de temperaturas sea menor de 2°C y no estén paradas cuando la diferencia sea mayor de 7°C. La diferencia de temperaturas entre los puntos de arranque y de parada del termostato diferencial no será menor que 2°C.

Además de controlar las temperaturas de salida del captador y la del depósito de acumulación, también podemos regular el funcionamiento de la bomba controlando además la sonda de insolación (3). Esta sonda se sitúa al lado de los captadores con sus mismos valores de inclinación y orientación y regulará el trasiego de líquido por el circuito primario. Cuando haya suficiente insolación (entorno a 100 W/m² normalmente), la bomba del circuito primario se pondrá en funcionamiento. Después la instalación funcionará de forma descrita en el párrafo anterior, siguiendo las directrices del CTE. Con esta sonda de insolación se consigue que las dos bombas circulen por separado.



Sistema de control para instalación ACS. Fuente: Guía Solar Térmica con modificación propia

Además del equipo principal regulador de la bomba nos podemos encontrar con otros equipos auxiliares como son:

- -Equipos de protección contra heladas, consiste en un sensor que activa la bomba cuando detecta una temperatura ligeramente superior a la de congelación en el fluido de trabajo a la entrada de los captadores, con esto se consigue que no se congele el fluido portador y pueda dañar la instalación.
- Control de temperatura máxima del acumulador, se sitúa en la parte superior del acumulador para proteger el sistema de temperaturas que pueden provocar un fallo o una rotura del captador.

5. Dimensionado de los colectores:

5.1. Introducción:

En este apartado procederemos a realizar el diseño y dimensionamiento de los elementos fundamentales de la instalación, ajustando el número de captadores a nuestra demanda exigida y a partir del cálculo del número de colectores óptimos respetando el CTE, seguiremos con el dimensionamiento de cada dispositivo.

5.2. Dimensionado del número de colectores:

Para calcular el número de colectores nos apoyaremos en dos métodos distintos, el método convencional f-chart y otro estudiando la instalación elemento a elemento aplicando sendos balances de energía.

5.2.1. Método F-Chart:

Para el dimensionado de las instalaciones de energía solar térmica se sugiere el método ampliamente aceptado de las curvas f(F-Chart), el cual permite realizar el cálculo de la cobertura de un sistema solar de forma suficientemente exacta para largas estimaciones, es decir, de su contribución a la aportación de calor total necesario para cubrir las cargas térmicas, y de su rendimiento medio en un largo período de tiempo, por lo que no ha de aplicarse para estimaciones de tipo semanal o diario.

Para desarrollarlo se utilizan datos mensuales medios meteorológicos, tomando la demanda energética y la radiación solar incidente como base del cálculo. Es perfectamente válido para determinar el rendimiento o factor de cobertura solar en instalaciones de calentamiento, en todo tipo de edificios, mediante captadores solares planos.

Su aplicación sistemática consiste en identificar las variables adimensionales del sistema de calentamiento solar y utilizar la simulación de funcionamiento mediante ordenador (MATLAB), para dimensionar las correlaciones entre estas variables y el rendimiento medio del sistema para un dilatado período de tiempo.

En el presente proyecto todo el proceso a seguir se ha implementado en Matlab, una herramienta que nos facilitará los cálculos, los cuales son muy tediosos, y mediante la integración de un apropiado flujo de caja adaptado al lenguaje del programa nos proporcionará el número óptimo de colectores del sistema ateniéndonos a los límites que nos marca el CTE.

5.2.1.1. Cálculo de la demanda energética:

Este apartado ya está calculado anteriormente en el capítulo 3, adjuntamos las expresiones y los resultados para una mayor claridad del proceso:

$$Qd = mCe(T_{ACS} - T_{red})$$

Siendo:

m = gasto másico; [Kg/s]

C_p = calor específico del agua; [KJ]/(kg·K)]

T_{ACS} = TemperaturadeACS; [°C]

T_{red} = Temperatura de red; [°C]

μ = índice de ocupación;

Meses del año	Demanda diaria(Kg/s)	μ (ocup)	TACS[°C]	Tred[°C]	C_p ;[KJ]/(kg·K)]	Nºdías mes	Qd(KJ)
Enero	32620	0,5	60	6	4,18	31	114126289,2
Febrero	32620	0,68	60	7	4,18	28	137595126,6
Marzo	32620	0,65	60	9	4,18	31	140121721,7
Abril	32620	0,78	60	11	4,18	30	156340744,6
Mayo	32620	0,91	60	12	4,18	31	184630974,5
Junio	32620	0,8	60	13	4,18	30	153804604,8
Julio	32620	0,75	60	14	4,18	31	145828036,2
Agosto	32620	0,57	60	13	4,18	31	113238640,3
Septiembre	32620	0,87	60	12	4,18	30	170821284,5
Octubre	32620	0,83	60	11	4,18	31	171908006,7
Noviembre	32620	0,64	60	9	4,18	30	133515486,7
Diciembre	32620	0,61	60	6	4,18	31	139234072,8

Tabla de variación de la demanda energética a lo largo del año y la evolución de sus variables.

5.2.1.2. Radiación incidente:

Los datos, ya calculados anteriormente, para una inclinación de 25º en la ciudad de Madrid se muestran a continuación:

Meses del año	Ho(KJ/m2)	Horas de sol útiles	It(KJ/m2 *día)
Enero	6700	8	53600
Febrero	10600	9	95400
Marzo	13600	9	122400
Abril	18800	9,5	178600
Mayo	20900	9,5	198550
Junio	23500	9,5	223250
Julio	26000	9,5	247000
Agosto	23100	9,5	219450
Septiembre	16900	9	152100
Octubre	11400	9	102600
Noviembre	7500	8	60000
Diciembre	5900	7,5	44250

Temperaturas ambiente y de red en la Comunidad de Madrid. Fuente: CENSOLAR

5.2.1.3. Cálculo de la cobertura solar:

En este apartado, calcularemos la fracción solar según estipula el método F-Chart, amparándonos en los datos anteriormente realizados.

Para calcular la fracción solar, el presente método propone la siguiente ecuación:

$$f = 1,029D_1 - 0,065D_2 - 0,245D_1^2 + 0,0018D_2^2 + 0,0215D_1^3$$

“La secuencia que vamos seguir en el cálculo es la siguiente:

1. Valoración de las cargas caloríficas para el calentamiento de agua destinada a la producción de A.C.S. o calefacción.
2. Valoración de la radiación solar incidente en la superficie inclinada del captador o captadores.
3. Cálculo del parámetro D1.
4. Cálculo del parámetro D2.
5. Determinación de la gráfica f.
6. Valoración de la cobertura solar mensual. 7. Valoración de la cobertura solar anual y formación de tablas.

Cálculo del parámetro D1:

Este parámetro D1 expresa la relación entre la energía absorbida por la placa del captador plano y la carga calorífica total de calentamiento durante un mes:

$$D_1 = \frac{\text{Energía absorbida por el captador}}{\text{Carga calorífica mensual}}$$

La energía absorbida por el captador viene dada por la siguiente ecuación:

$$Ea = Sc Fr'(\tau\alpha) R1 N$$

Donde:

Sc = Superficie del captador (m²)

R1 = Radiación diaria media mensual incidente sobre la superficie de captación por unidad de área (kJ/m²)

N = Número de días del mes

Fr'(\tau\alpha) = Factor adimensional, que viene dado por la siguiente expresión:

$$Fr'(\tau\alpha) = Fr(\tau\alpha)_n \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \frac{Fr}{Fr'}$$

Siendo:

Fr(\tau\alpha)_n = Factor de eficiencia óptica del captador, es decir, ordenada en el origen de la curva característica del captador. En nuestro caso 0,748.

$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n}$ = Modificador del ángulo de incidencia. En general se puede tomar como constante: 0,96 (superficie transparente sencilla) o 0,94 (superficie transparente doble).

$\frac{Fr}{Fr'}$ = Factor de corrección del conjunto captador-intercambiador. Se recomienda tomar el valor de 0,95.

Cálculo del parámetro D2:

El parámetro D_2 expresa la relación entre las pérdidas de energía en el captador, para una determinada temperatura, y la carga calorífica de calentamiento durante un mes.

$$D_2 = \frac{\text{Energía perdida por el captador}}{\text{Carga calorífica mensual}}$$

La energía perdida por el captador viene dada por la siguiente expresión:

$$E_p = S_c Fr' U_L (100 - t_a) \Delta t K_1 K_2$$

Donde:

S_c = Superficie del captador (m^2)

$Fr' U_L = Fr U_L (Fr' / Fr)$

donde:

$Fr U_L$ = Pendiente de la curva característica del captador (coeficiente global de pérdidas del captador). Nuestro fabricante nos dice 3,718.

t_a = Temperatura media mensual del ambiente

t = Período de tiempo considerado en segundos (s)

K_1 = Factor de corrección por almacenamiento que se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$K_1 = \left[\frac{\text{kg acumulación}}{75 S_c} \right]^{-0,25}$$

$$37,5 < (\text{kg acumulación}) / (m^2 \text{ captador}) < 300$$

K_2 = Factor de corrección, para A.C.S., que relaciona la temperatura mínima de A.C.S., la del agua de red y la media mensual ambiente, dado por la siguiente expresión:

$$K_2 = \frac{(11,6 + 1,18 t_{ac} + 3,86 t_r - 2,32 t_a)}{100 - t_a}$$

Donde:

t_{ac} = Temperatura mínima del A.C.S.

t_r = Temperatura del agua de red

t_a = Temperatura media mensual del ambiente

Una vez obtenidos estos parámetros $D1$ y $D2$ se calcula la fracción solar mensual aportada por el sistema de energía solar, f , aplicando la ecuación inicial.

De esta forma, la energía útil captada cada mes, Q_u , tiene el valor:

$$Q_u = f Q_a$$

Donde:

f = fracción solar de cada mes.

Q_a = Carga calorífica mensual de A.C.S.

Mediante igual proceso operativo que el desarrollado para un mes, se operará para todos los meses del año. La relación entre la suma de las coberturas mensuales y la suma de las cargas caloríficas, o necesidades mensuales de calor, determinará la cobertura anual del sistema:

$$\text{Cobertura solar anual necesaria} = \sum_{u=1}^{u=12} Q_u / \sum_{a=1}^{a=12} Q_d \quad [11]$$

5.2.1.4. Flujo de caja del programa:

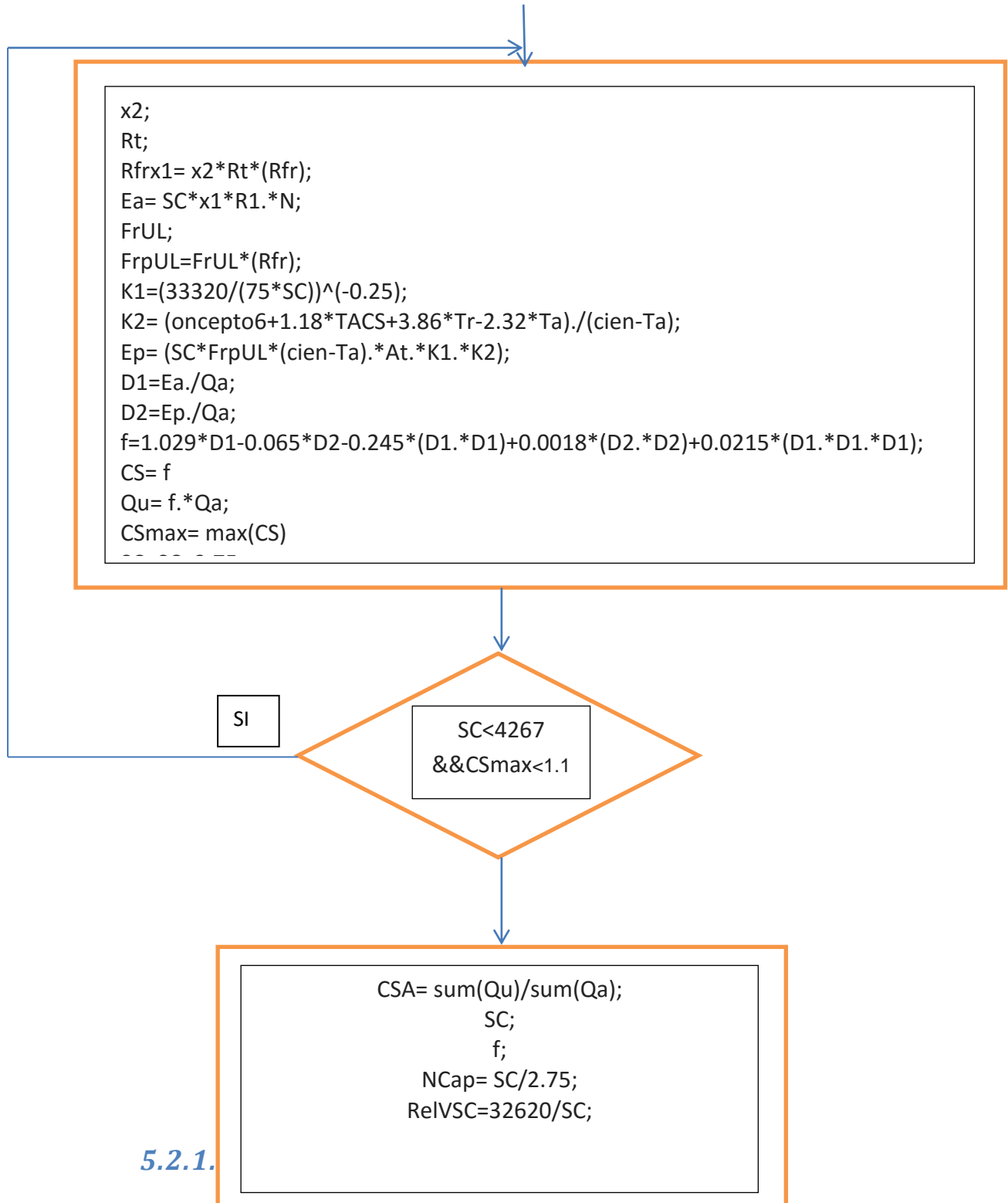
Para la optimización del método, respetando los límites de mínimos marcados por el CTE, utilizamos este algoritmo que resuelve el programa Matlab:

Límites de mínimos impuestos por el CTE:

- En ningún mes podrá superar el 110 % de la demanda de ACS.
- $50 < \frac{V}{A} < 180$

Inicializamos variables

$Q_a; k40; H_o; R1 = k40 \cdot H_o; N; T_a; T_r; TACS; V = 32620; Cien; oncepto6; SC; At =$
 $CSmax; Smax;$

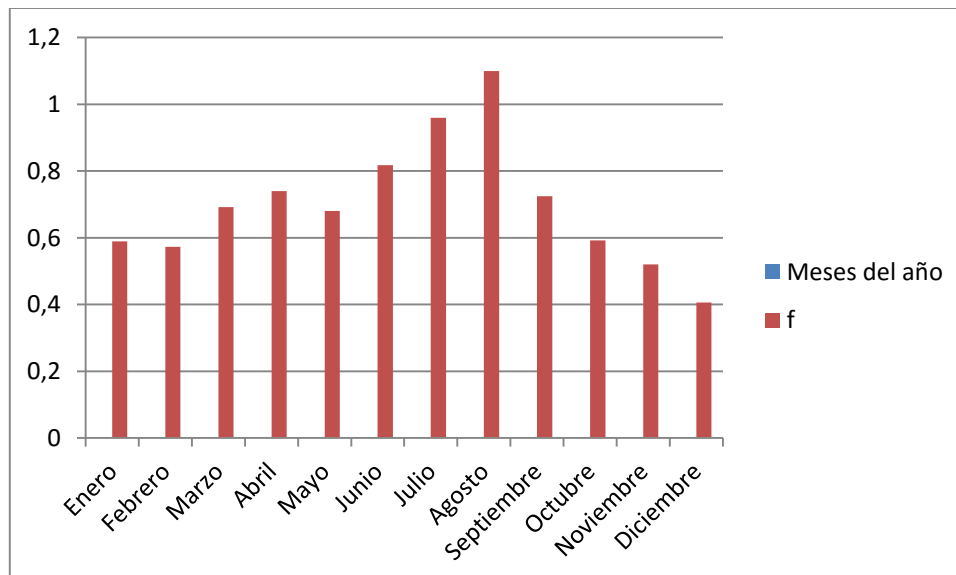


En este apartado recogeremos los resultados del ejercicio que nos proporciona la herramienta Matlab

Meses del año	Qd(KJ)	Ho (KJ/m2)	K(40º)	K1	K2	Ea(MJ)*10 ⁻²	Ep(MJ)*10 ⁻²	D1	D2	F
Enero	114126289	6700	1,39	0,9614	0,97	0,75	1,1928	0,6549	1,0452	0,589
Febrero	137595127	10600	1,29	0,9614	0,99	0,99	1,0682	0,7204	0,7763	0,5728
Marzo	140121722	13600	1,16	0,9614	1,03	1,27	1,1926	0,9036	0,8511	0,6916
Abril	156340745	18800	1,04	0,9614	1,09	1,52	1,1929	0,9713	0,763	0,7395
Mayo	184630975	20900	0,95	0,9614	1,06	1,59	1,1319	0,863	0,6131	0,6802
Junio	153804605	23500	0,92	0,9614	1,03	1,68	0,9979	1,0917	0,6488	0,8179
Julio	145828036	26000	0,95	0,9614	0,99	1,98	0,9304	1,3593	0,638	0,9593
Agosto	113238640	23100	1,05	0,9614	0,98	1,95	0,9406	1,719	0,8306	1,1
Septiembre	170821284	16900	1,21	0,9614	1,01	1,59	1,0077	0,9297	0,5899	0,7245
Octubre	171908007	11400	1,39	0,9614	1,06	1,27	1,1722	0,7398	0,6819	0,5924
Noviembre	133515487	7500	1,5	0,9614	1,03	0,81	1,1541	0,6544	0,8644	0,5197
Diciembre	139234073	5900	1,48	0,9614	0,96	0,7	1,1626	0,5033	0,835	0,4056

Variación de los distintos parámetros a lo largo del año con 167 captadores

El número de colectores que nos proporciona estos resultados es de 167. En el gráfico siguiente podemos observar cómo evoluciona el aporte de estos 167 paneles a lo largo de un año.

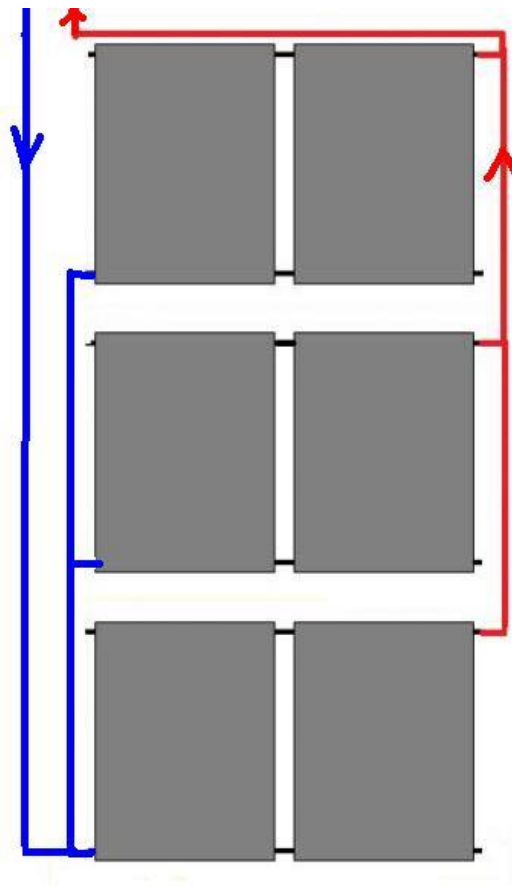


Evolución de la cobertura solar "f" en todo el año.

5.2.2. Método mediante la resolución de balances de energía:

Este método se basa en plantear los oportunos balances de energía a cada elemento de la instalación, los cuales nos proporcionarán un área aproximada en una primera aproximación y una cobertura solar en una segunda. El proceso a seguir siempre será el mismo, pero cada uno tendrá sus peculiaridades y su mayor o menos complejidad de formulación y cálculo. En un primer intento estudiaremos el funcionamiento cuasi-idóneo de la instalación, despreciando prácticamente la totalidad de las pérdidas y en un segundo estudio estudiaremos como se comporta el sistema expuesto a las pérdidas térmicas de cada uno de sus elementos.

Para cada uno de nuestros estudios, adoptaremos una formación la cual combina filas de dos captadores en serie, en paralelo con las demás filas, es decir, cada fila de dos paneles en serie esta conectada en paralelo con la siguiente fila y así sucesivamente:



Conexionado serie-paralelo. Fuente: CENSOLAR modificado con elaboración propia

Esta disposición se ha diseñado con objeto de reducir el caudal del fluido calorportador, puesto que si estuvieran todos en paralelo que es lo recomendable, nos llevaría a caudales difíciles de manejar y de compleja adaptación a los demás elementos de la instalación que dependen de él. Una vez aclarado esto estaremos en disposición de definir de forma global el gasto másico que circula por los colectores con la siguiente expresión:

$$m1 = 45 \frac{L}{h * m^2} * \frac{Acolecttotal * m^2}{2} * 1,025 \frac{kg}{L} * \frac{1h}{3600s} (1)$$

Por recomendaciones de la instalación se recomienda que el caudal que circula por el circuito primario sea igual que el que circula por el secundario, por lo que podemos deducir que:

$$m1 = m2$$

En el circuito terciario o de consumo, el caudal esta condicionado por las exigencias térmicas de ACS del hotel, por lo que la expresión es la siguiente:

$$m_{cons} = \mu * \frac{32620L}{día} * \frac{1día}{8.9h} * \frac{1Kg}{L} * \frac{1h}{3600s} = \frac{\mu * 1.018Kg}{s}$$

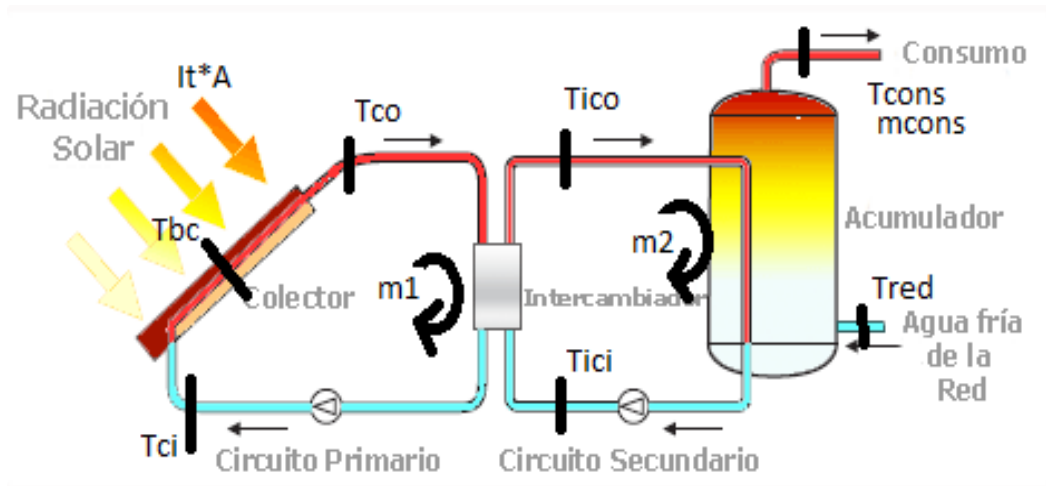
Siendo μ el índice de ocupación.

Otro factor a definir previamente es la irradiación solar en términos de potencia, en donde como hicimos con el m_{cons} , tendremos que tener en cuenta las horas en las cuales el sistema está en funcionamiento, es decir, las horas en las cuales podemos captar la energía y además tener en cuenta el factor de corrección de la inclinación de 40º de nuestro colector:

$$I = k * Ho \frac{J}{m^2} * \frac{1}{h \text{ útiles}} * \frac{1h}{3600s}$$

5.2.2.1. Dimensionado sin pérdidas:

En este primer apartado, se realizará un estudio de la instalación solo contemplando las pérdidas atribuidas a la curva de normalización del colector. El esquema básico de la instalación de ACS es el siguiente:

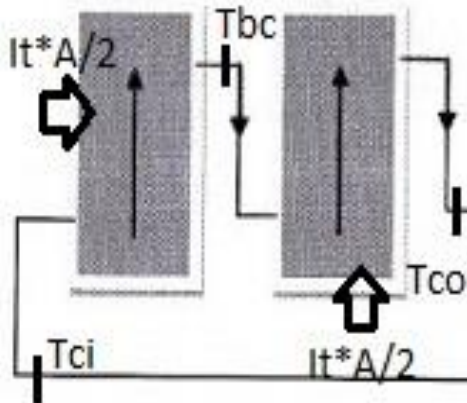


Esquema circuito ACS. Fuente: suelosolar.com modificado con elaboración propia

Siguiendo el presente esquema plantearemos balances de energía a cada uno de nuestros componentes, lo que nos proporcionará las herramientas necesarias para una estimación anual y a posteriori mensual del número de captadores necesarios para cubrir la demanda propuesta.

Balance de energía en los colectores:

Al proponer el conexionado en serie de dos colectores, nuestro sistema queda como muestra la siguiente figura:



Conexionado en serie de colectores. Fuente: ingemecánica.com modificado con elaboración propia

Para el primer colector:

$$m_1 C p_1 (T_{bc} - T_{ci}) = I t \frac{A}{2} \left[a_0 - a_1 \left(\frac{T_{ci} - T_o}{I t} \right) \right]$$

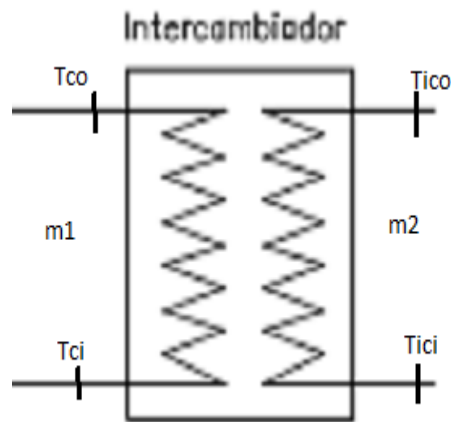
Y para el segundo:

$$m_1 C p_1 (T_{co} - T_{bc}) = I t \frac{A}{2} \left[a_0 - a_1 \left(\frac{T_{bc}' - T_o}{I t} \right) \right]$$

Además por simplificación de cálculos añadiremos la siguiente suposición:

$$T_{bc}' = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

Balance de energía en el intercambiador solar:



Intercambiador. Fuente: Futurosingeniero.org modificado con elaboración propia

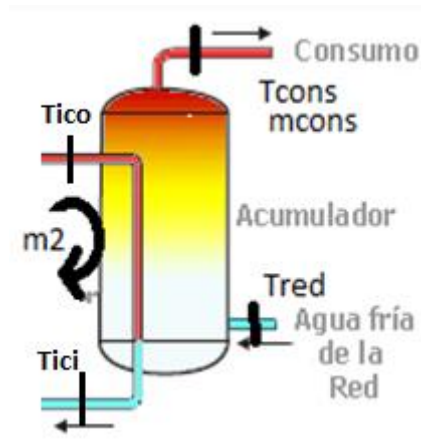
$$m_1 C p_1 (T_{co} - T_{ci}) = m_2 C p_2 (T_{ico} - T_{ici})$$

En este balance, cabe decir que el intercambiador de placas es simétrico, es decir, el gasto másico que circula por el fluido calorportador (m_1) es idéntico al que circula por el agua del segundo (m_2). Sin embargo, C_p será distinto, puesto que en el primer fluido estamos trabajando con agua más anticongelantes y en el segundo con agua de red.

A parte de esta ecuación, podemos añadir una adicional, haciendo uso de la eficiencia de nuestro intercambiador. La eficiencia del intercambiador se define como sigue:

$$\varepsilon_{ic} = \frac{T_{ico} - T_{ici}}{T_{co} - T_{ici}}$$

Balance de energía en el depósito de almacenamiento:

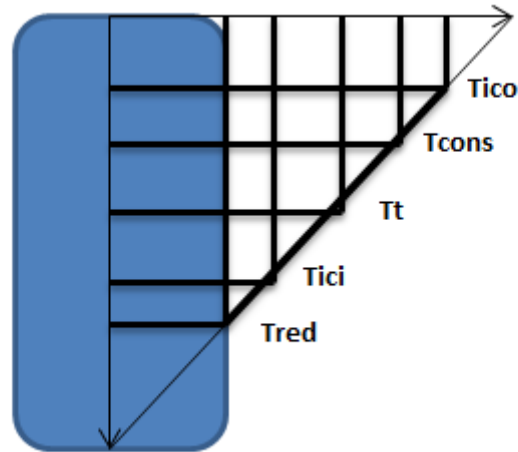


Acumulador ACS. Fuente: suelosolar.com modificado con elaboración propia

$$m_2 C p_2 (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} C p_2 (T_{cons} - T_{red})$$

La ecuación de arriba es la resultante de aplicar un balance de energía en el tanque. Podemos observar que en la parte derecha de la ecuación aparece $C p_2$, ya que estamos tratando con fluidos de idéntica composición a ambos lados de la ecuación, pero esta vez, con distintos gastos máxicos.

Además de la presente ecuación, podemos ayudarnos del grado de estratificación del tanque. La estratificación en el tanque es debida al gradiente de temperaturas que se dan en el interior de su volumen. El grado de estratificación es un coeficiente adimensional que trata de representar el perfil del gradiente de temperaturas dentro del tanque. Suponiendo que este gradiente es lineal y que la temperatura de salida del tanque (T_{cons}), se encuentra entre la temperatura de entrada al tanque (T_{ico}) y la temperatura media del tanque (T_t). El perfil de temperaturas sigue la siguiente distribución:



Estratificación en el tanque. Fuente: Elaboración propia

Este grado de estratificación tiene unos valores entre cero y uno:

$$0 \leq E_T \leq 1$$

Suponiendo ahora las siguientes condiciones de contorno:

- Si $E_T = 0$; $T_{cons} = T_t$
- Si $E_T = 1$; $T_{cons} = T_{ico}$

Definiendo dicho coeficiente según la siguiente expresión:

$$E_T = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

Ahora debemos establecer cual es la temperatura media del tanque de almacenamiento. Suponiendo que el tanque esta completamente mezclado, realizamos el siguiente balance de energía:

$$m_2 C_{p_2} T_{ico} + m_{cons} C_{p_2} T_{red} = (m_2 + m_{cons}) C_{p_2} T_t$$

Despejando la ecuación de arriba obtenemos:

$$T_t = \frac{m_2 T_{ico} + m_{cons} T_{red}}{m_2 + m_{cons}}$$

Cobertura solar:

La cobertura solar se define como el porcentaje de ACS que podemos abastecer con nuestra instalación solar, con respecto a las necesidades energéticas totales. La contribución solar representa la relación entre la diferencia de temperatura a la salida del tanque (T_{cons}) y la temperatura de suministro de ACS (T_{sum}), con respecto a la temperatura del red (T_{red}).

Como vimos con anterioridad, esta fracción solar mínima deber estar entorno al 70% en función de nuestra zona climática y necesidades, por lo que este valor será el propuesto para el dimensionado inicial de los captadores.

La cobertura solar tiene esta expresión:

$$f = \frac{m_{cons} C_{p2} (T_{cons} - T_{red})}{m_{cons} C_{p2} (T_{sum} - T_{red})} = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

En la cual:

- T_{cons} : Temperatura real a la salida del tanque, es decir, temperatura a la que hemos podido llegar.
- T_{sum} : Temperatura que se supone que tenemos que alcanzar, establecida al principio del proyecto en 60°C.

Primera aproximación:

En esta primera aproximación, supondremos un área inicial total de colectores que se ajuste a nuestras exigencias solares, es decir, en este primer caso la fracción solar será un dato y el área una incógnita. Aquí, dimensionaremos en función de las medias anuales de temperatura e irradiación, resolviendo un sistema de 9 ecuaciones con 9 incógnitas mediante Matlab.

- Ecuaciones:

- $m_1 C p_1 (T_{bc} - T_{ci}) = I_t \frac{A}{2} [a_0 - a_1 (\frac{T_{ci} - T_o}{I_t})]$

$$m_1 C p_1 (T_{co} - T_{bc}) = I_t \frac{A}{2} [a_0 - a_1 (\frac{T_{bc}' - T_o}{I_t})]$$

$$T_{bc}' = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

$$m_1 C p_1 (T_{co} - T_{ci}) = m_2 C p_2 (T_{ico} - T_{ici})$$

$$\varepsilon_{ic} = \frac{T_{ico} - T_{ici}}{T_{co} - T_{ici}}$$

$$m_2 C p_2 (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} C p_2 (T_{cons} - T_{red})$$

$$E_T = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

$$T_t = \frac{m_2 T_{ico} + m_{cons} T_{red}}{m_2 + m_{cons}}$$

$$f = \frac{m_{cons} C p_2 (T_{cons} - T_{red})}{m_{cons} C p_2 (T_{sum} - T_{red})} = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

- Datos:

$m_1 [\frac{kg}{s}]$; Según estipula la expresión

$m_2 [\frac{kg}{s}]$; Según estipula la expresión

$$C p_1 = 3900 \left[\frac{J}{Kg K} \right];$$

$$C p_2 = 4180 \left[\frac{J}{Kg K} \right];$$

$$It = 500.7 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$mc = 1.018 * 0.7 \left[\frac{kg}{s} \right]; (0.7 = \%media\ de\ ocupación\ anual)$$

$$\varepsilon_{IC} = 0.8$$

$$Et = 0.25$$

$$To = 286.85\ K$$

$$Tsum = 333\ K$$

$$Tred = 282.85\ K$$

$$f = 0.7$$

$$a1 = 3.718$$

$$a0 = 0.748$$

- Incógnitas:

$$Tci[K];$$

$$Tco[K];$$

$$Tbc[K];$$

$$Tbc'[K];$$

$$Tico[K];$$

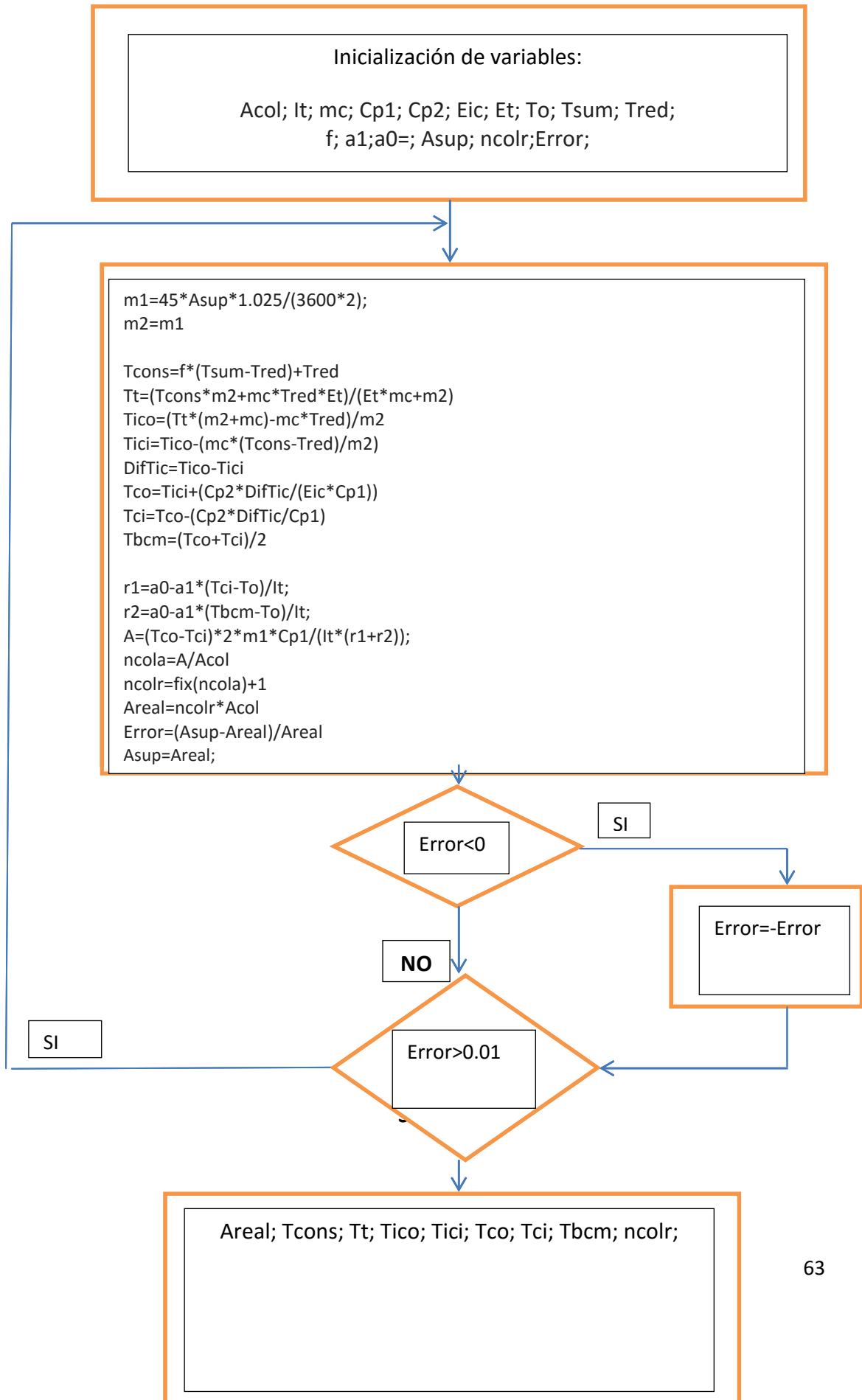
$$Tici[K];$$

$$Tcons[K];$$

$$Tt[K];$$

$$A[m^2];$$

• Algoritmo de resolución:



- Resultados:

Área	418m ²
Tco	327,69K
Tci	317,68K
Tico	324,52K
Tici	315,18K
Tbcm	323K
Tcons	318K
Tt	315,76K
Ncolect	152

Segunda aproximación:

En esta segunda aproximación, supondremos que el área final de los colectores es la que hemos calculado con el anterior método y nuestra incógnita será la fracción solar. Aquí, dimensionaremos en función de las medias anuales de temperatura e irradiación, para después hacerlo con los datos de cada mes. Las ecuaciones son exactamente las mismas que las anteriores, solo cambia que lo que antes era dato(fracción solar) ahora es incógnita. La resolución se hará mediante Matlab.

- Datos:

$m_1[\frac{kg}{s}]$; Según estipula la expresión

$m_2[\frac{kg}{s}]$; Según estipula la expresión

$$Cp_1 = 3900 \left[\frac{J}{Kg K} \right];$$

$$Cp_2 = 4180 \left[\frac{J}{Kg K} \right];$$

$$It = 500.7 \left[\frac{W}{m^2} \right];$$

$$mc = 1.018 * 0.7 \left[\frac{kg}{s} \right]; (0.7 = \%media de ocupación anual)$$

$$\mathcal{E}_{IC} = 0.8$$

$$Et = 0.25$$

$$To = 286.85 K$$

$$Tsum = 333 K$$

$$Tred = 282.85 K$$

$$A[m^2];$$

$$a1 = 3.718$$

$$a0 = 0.748$$

- Incógnitas:

$$T_{ci}[K];$$

$$T_{co}[K];$$

$$T_{bc}[K];$$

$$T_{bc'}[K];$$

$$T_{ico}[K];$$

$$T_{ici}[K];$$

$$T_{cons}[K];$$

$$T_t[K];$$

$$f;$$

- Algoritmo de resolución con datos medios anuales:

Inicialización de variables

Acol; k40; Ho; R1= k40.*Ho; It; mc; Cp1; Cp2; Eic; Et; Tom;
Tsumm; Tredm; a1; a0; Asup; Error; m1; m2;



$m1 \cdot Cp1$	0	$(-m1 \cdot Cp1 + Asup \cdot a1/2)$	0	0	0	0	0	Tco	$It \cdot Asup \cdot a0/2 + Tom \cdot Asup \cdot a1/2$
0	$(-m1 \cdot Cp1 + Asup \cdot a1/2)$	$m1 \cdot Cp1$	0	0	0	0	0	Tci	$It \cdot Asup \cdot a0/2 + Tom \cdot Asup \cdot a1/2$
$m1 \cdot Cp1$	$(-m1 \cdot Cp1)$	0	$(-m2 \cdot Cp2)$	$(m2 \cdot Cp2)$	0	0	0	Tbc	0
$(Eic \cdot Cp1 \cdot m1)$	0	0	$(-m2 \cdot Cp2)$	$(m2 \cdot Cp2 - Eic \cdot Cp1 \cdot m1)$	0	0	0	Tico	(=) 0
0	0	0	m2	$(-m2)$	$(-mc)$	0	0	Tici	$(-mc \cdot Tredm)$
0	0	0	Et	0	-1	$(-Et+1)$	0	Tt	0
0	0	0	$(-m2)$	0	0	$(m2+mc)$	0	Tcons	$(mc \cdot Tredm)$
0	0	0	0	0	-1	0	$(Tsumm - Tredm)$	f	$(-Tredm)$



xmediaanual=

Tco
Tci
Tbc
Tico
Tici
Tt
Tcons
f

- Resultados con datos medios anuales:

El vector $x_{mediaanual}$ es nuestro vector solución de la ecuación matricial propuesta, cuyas componentes contienen los valores de cada incógnita. Estos son:

T_{co}	327,7K
T_{ci}	317,69K
T_{ico}	324,53K
T_{ici}	315,19K
T_{bc}	322,89K
T_{cons}	318K
T_t	315,77K
f	0,7001

Resultados con datos medios anuales

- Algoritmo de resolución con datos mensuales:

Inicialización de variables

Acol; k40; Ho; R1= k40.*Ho; It; mc; Cp1; Cp2; Eic; Et; To;

Tsum;Tred; a1; a0; Asup; Error;m1; m2;ocup;Nsolu; i;

m1*Cp1	0	(-m1*Cp1+Asup*a1/2)	0	0	0	0	0	Tco	It(i)*Asup*a0/2+To(i)*Asup*a1/2
0	(-m1*Cp1+Asup*a1/2)	m1*Cp1	0	0	0	0	0	Tci	It(i)*Asup*a0/2+To(i)*Asup*a1/2
m1*Cp1	(-m1*Cp1)	0	(-m2*Cp2)	(m2*Cp2)	0	0	0	Tbc	0
(Eic*Cp1*m1)	0	0	(-m2*Cp2)	(m2*Cp2-Eic*Cp1*m1)	0	0	0	Tico	(=) 0
0	0	0	m2	(-m2)	(-mc)	0	0	Tici	(-mc*Tred(i))
0	0	0	Et	0	-1	(-Et+1)	0	Tt	0
0	0	0	(-m2)	0	0	(m2+mc)	0	Tcons	(mc*Tred(i))
0	0	0	0	0	-1	0	(Tsum(i)-Tred(i))	f	(-Tred(i))

NO

i>12

SI

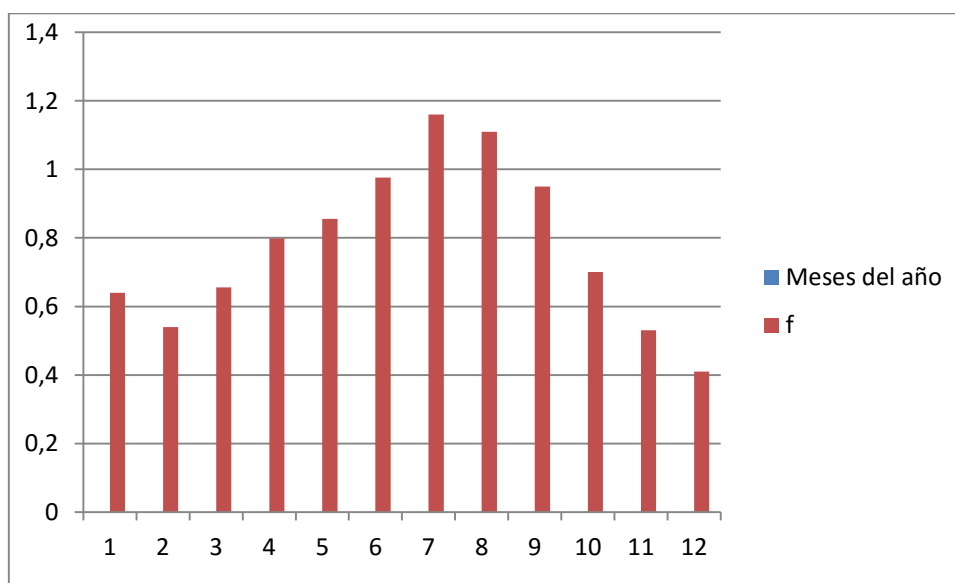
FINAL

- Resultados con datos mensuales:

Tomando referencia los datos de temperatura, irradiación y ocupación de cada mes y aplicando el algoritmo propuesto, los resultados para cada mes se recogen en la tabla siguiente:

Meses del año	Tco[K]	Tci[K]	Tbc[K]	Tico[K]	Tici[K]	Tcons[K]	Tt[K]	f
Enero	323,45	313,53	318,68	320,31	311,05	313,8	311,62	0,64
Febrero	316,69	308,49	312,75	314,09	306,45	308,72	306,93	0,54
Marzo	324,69	315,16	320,11	321,67	312,78	315,42	313,33	0,6552
Abril	333,98	322,82	328,61	330,44	320,03	323,12	320,68	0,7984
Mayo	337,45	325,74	331,82	333,74	322,81	326,06	323,5	0,8553
Junio	344,6	331,52	338,31	340,45	328,25	331,87	329,01	0,9759
Julio	355,05	339,86	347,75	350,23	336,06	340,27	336,94	1,16
Agosto	352,5	337,66	345,36	347,8	33,94	338,06	334,81	1,11
Septiembre	343,08	330,12	336,85	338,97	326,87	330,46	327,63	0,95
Octubre	327,73	317,97	323,04	324,64	315,53	318,23	316,1	0,7
Noviembre	316,42	308,73	312,73	313,98	306,81	308,94	307,26	0,53
Diciembre	307,22	300,92	304,19	305,22	299,7	301,09	299,71	0,41

Resultados de todas las incógnitas a lo largo del año.



Evolución gráfica de la cobertura solar a lo largo del año

5.2.2.2. Dimensionado con pérdidas:

En este apartado nos centraremos en cuantificar las pérdidas de cada elemento de nuestra instalación, excepto el tramo de tubería que conecta intercambiador y acumulador, ya que la distancia entre ellos es mínima y por lo tanto, sería lícito suponer las pérdidas despreciables. Una vez definidas estas pérdidas las integraremos en nuestras ecuaciones y volveremos al dimensionado del número de colectores como ya lo hicimos en el dimensionado sin pérdidas.

5.2.2.2.1. Tipos de pérdidas:

A lo largo de la instalación nos encontraremos con tres modos de transferencia de calor que darán lugar a las pérdidas en el sistema. Estos modos de transferencia térmica son: conducción, convección y radiación:

- Conducción:

Este fenómeno se produce cuando existe un gradiente de temperaturas entre dos cuerpos o entre dos partes de uno en un medio estacionario. Implica una transferencia de energía cinética a nivel atómico de las partículas más energéticas a las menos energéticas debido a las interacciones entre las mismas.

Para una conducción unidimensional en un estado permanente de una pared plana sin generación interna de calor, la expresión que rige el flujo de calor es la siguiente:

$$Q_{x,cond} = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_1 - T_2) \quad [W]$$

Donde:

- k es la conductividad térmica $[W/m \cdot K]$.
- A es el área perpendicular al flujo de calor $[m^2]$.
- L es espesor de la pared $[m]$.
- T_1 es la temperatura de la superficie 1 $[K]$.
- T_2 es la temperatura de la superficie 2 $[K]$. Siempre que $T_1 > T_2$.

Si en vez de ser unidimensional, nos encontramos en un cilindro en las mismas condiciones que el anterior, tendremos que aplicar la ley de Fourier del calor en coordenadas cilíndrica, resultando lo que sigue:

$$Q_{r,cond} = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} = \frac{2\pi Lk(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad [W]$$

- Convección:

Es la transferencia de calor que se da entre una superficie y un fluido en movimiento cuando están a diferente temperatura. Puede ser natural, movimiento originado por causas internas (diferencia de densidad) o forzada, movimiento originado por causas externas (viento). La ley que rige el flujo de calor es la siguiente:

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_\infty)[W]$$

Donde:

- h es el coeficiente de convección [$W/m^2 \cdot K$].
- A es el área en contacto directo con el fluido [m^2].
- T_s es la temperatura de la superficie [K].
- T_∞ es la temperatura del fluido [K].

- Radiación:

Es el calor emitido por un cuerpo debido a su temperatura, en este caso no existe contacto entre los cuerpos, ni fluidos intermedios que transporten el calor. Simplemente por existir un cuerpo A (sólido o líquido) a una temperatura mayor que un cuerpo B existirá una transferencia de calor por radiación de A a B, ya que un cuerpo a una determinada temperatura finita emite energía en forma de ondas electromagnéticas. De forma general podemos aplicar la siguiente expresión:

$$Q_{conv} = \varepsilon \sigma A(T_s^4 - T_{alr}^4)$$

Donde:

- ε es la emisividad de la superficie. Es adimensional y su valor estará comprendido entre 0 y 1.
- σ es la constante de Stefan Boltzmann, cuyo valor es $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$.
- T_{alr} es la temperatura de los alrededores [K].
- T_s es la temperatura en la superficie [K].
- A es la superficie de radiación [K].

Para estudiar las pérdidas en los diferentes elementos de la instalación, haremos uso del concepto de resistencia térmica, lo cual nos simplificará los cálculos y nos proporcionará una visión más didáctica de cómo se pierde calor, ya que estaremos en disposición de crear circuitos térmicos equivalentes. Su definición es la siguiente:

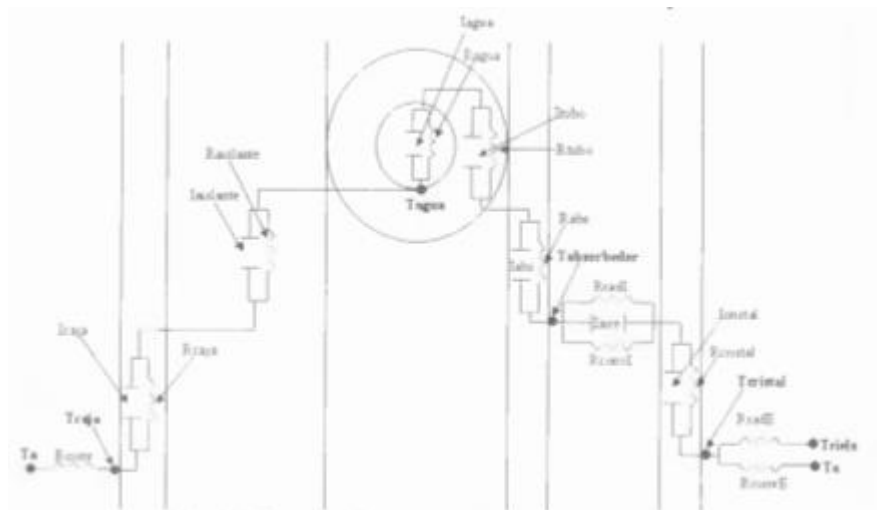
$$Rt = \frac{T_1 - T_2}{Q} \quad [K/W]$$

Puesto que nos encontraremos con distintos tipos de transferencia de calor la forma de calcular la resistencia será diferente para cada caso.

5.2.2.2.2. Pérdidas en el colector solar plano:

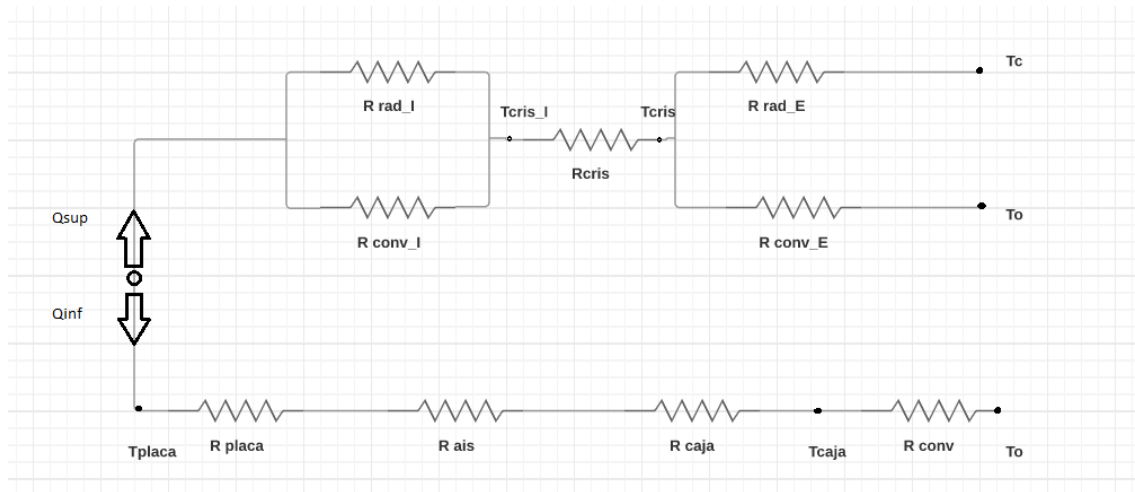
Una vez definidas las formas de transferencias de calor y el concepto de resistencia, estamos en disposición de crear nuestro circuito térmico equivalente extraído del artículo *“Transferencia de calor en colectores solares planos considerando velocidad y velocidad del viento”*, en el cual se representan todas las resistencias térmicas del colector y los tres flujos de calor que existen en él. Una rama que se define como $Q_{\text{útil}}$, que es la que dirige el calor para calentar el fluido que circula por el interior de los tubos y dos ramas, inferior y superior de pérdidas de colector.

Además de lo citado, cabe destacar que se desprecian las pérdidas de calor por la parte lateral del colector, puesto que el área de contacto es muy pequeña en comparación con las caras frontales.



Circuito de resistencias térmicas en un colector solar. Fuente: [1]. Artículo publicado por el Departamento de Ingeniería térmica y de Fluido de la UC3M: *“Transferencia de calor en colectores solares planos considerando velocidad y velocidad del viento”*.

Centrándonos en lo que nos concierne, las pérdidas, mostramos el circuito de los dos flujos de calor correspondientes a la pérdidas de la parte superior y de la parte inferior. Esto es:



Circuito de resistencias térmicas, Fuente: elaboración propia.

Resistencias térmicas en la parte inferior del colector:

Aquí se muestran las expresiones y correlaciones que definen las resistencias térmicas que atraviesa el Qinf de pérdidas en el circuito anteriormente ilustrado.

- **Resistencia de conducción del aislante (Rais)**

Es una resistencia constante todos los meses del año puesto que su expresión no depende de la temperatura (obviamente despreciando el sensible cambio de la conductividad con la temperatura). Esta capa de aislante está fabricada de lana mineral o lana de roca.

Su expresión se define como sigue:

$$R_{ais} = \frac{e_{ais}}{k_{ais} A_{ais}} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Siendo:

- e_{ais} : espesor de la capa del aislante=50e-3 m
- k_{ais} : conductividad térmica=0.036 W/m·K
- A_{ais} : área del aislante [m^2]

- **Resistencia de conducción de la caja (R_{caja}):**

Se define igual que la anterior, solo que las propiedades del material de la caja son distintas a las del aislante:

$$R_{caja} = \frac{e_{caja}}{k_{caja} A_{caja}} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Donde:

- e_{caja} : espesor de la capa del aislante=0.002m
- k_{caja} : conductividad térmica=209 W/m·K
- A_{caja} : área de la caja [m^2]

- **Resistencia de convección posterior (R_{conv}):**

Nos encontramos con una resistencia de convección que sigue la siguiente expresión:

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} A_{caja}}$$

Donde:

- A_{caja} : área de la caja [m^2]
- h_{conv} : coeficiente de convección [$W/m^2 \cdot K$]. El cual se calcula como:

$$h_{conv} = \frac{k_{caja} Nu}{L_c}$$

Siendo:

- k_{caja} : conductividad térmica=209 W/m·K
- L_c : Longitud característica=Largo del colector [m]
- Nu : Número de Nusselt. En este caso, al estar esta parte del colector bastante resguardada del viento, suponemos convección libre o natural con la siguiente correlación:

$$Nu = 0.34 * RaL^{0.25}$$

El número de Rayleigh se define como:

$$RaL = \frac{Cp \cdot g_{40^\circ} \cdot \beta \cdot \rho^2 \cdot (T_{caja} - T_o)}{\mu \cdot k_{aire}}$$

Con:

- $k_{aire}=26.3\text{e-}3\text{W/m}\cdot\text{K}$
- $\mu=184.6\text{e-}7\text{ kg/m}\cdot\text{s}$
- β : *coeficiente expansión térmica volumétrica* $= \frac{1}{T_f} = \frac{2}{(T_{caja}+T_o)}$
- $\rho=1.1614\text{ Kg/m}^3$
- $Cp=1007\text{ J/kg}\cdot\text{K}$
- $g_{40^\circ}=9.8*\cos(0.87)$
- T_o : temperatura ambiente.[K]
- T_{caja} [K]. Es desconocida, para hallarla, plantearemos un balance de energía en todo el circuito equivalente Q_{inf} , quedándonos la siguiente expresión:

$$T_{caja} = \left[\frac{T_{placa} - T_o}{R_{eq_down}} \right] \cdot R_{conv} + T_o$$

No obstante, necesitamos darle un valor inicial que nos permita inicializar los cálculos. Según nos estipula el artículo: [1]. “*Transferencia de calor en colectores solares planos considerando velocidad y velocidad del viento*” podemos suponerla inicialmente como:

$$T_{caja} = 1.042 * T_o - 2.34$$

Más adelante, indicaremos el algoritmo que las precisa.

- **Resistencia de la placa absorbente (R_{placa}):**

Según valores experimentales obtenidos en el artículo [1]. “*Transferencia de calor en colectores solares planos considerando velocidad y velocidad del viento*”, se puede suponer el valor de esta resistencia como:

$$R_{placa} = 0,012 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Agrupando todas las resistencias que tenemos en serie, la expresión de la resistencia equivalente total es:

$$R_{eq_down} = R_{caja} + R_{conv} + R_{ais} + R_{placa}$$

Resistencias térmicas en la parte superior del colector:

Aquí se muestran las expresiones y correlaciones que definen las resistencias térmicas que atraviesa el Q_{sup} de pérdidas en el circuito previamente ilustrado.

- **Resistencia de conducción en el cristal (R_{cris}):**

Como las resistencias de conducción hasta ahora definidas:

$$R_{cris} = \frac{e_{cris}}{k_{cris} A_{cris}} \left[\frac{K}{W} \right]$$

- e_{cris} : espesor del cristal = 3.20×10^{-3} m
- k_{cris} : conductividad térmica = 1.1 W/m·K
- A_{cris} : área del cristal [m^2]

- **Resistencia de convección exterior superior (R_{conv_E}):**

Esta cara del colector está expuesta al viento, por lo tanto, consideraremos el caso de convección forzada, cuyas correlaciones se desarrollan a continuación:

$$R_{conv_E} = \frac{1}{h_{conv_E} A_{cris}}$$

Donde:

- A_{cris} : área del cristal [m^2]
- h_{conv_E} : coeficiente de convección [$W/m^2 \cdot K$]. El cual se calcula como:

$$h_{conv_E} = \frac{k_a Nu}{Lc}$$

Siendo:

- k_a : conductividad térmica = k_a : $26.3 \cdot 10^{-3} W/m \cdot K$
- Lc : Longitud característica = Largo del colector [m]
- Nu : Número de Nusselt.:

$$Nu = 3.836 * Re^{0.325} * Pr^{0.33}$$

En donde:

- Reynolds: $Re = \frac{\rho * v * Lc}{\mu}$
 - $v = 6 m/s$; velocidad media del viento en la Comunidad de Madrid.
 - $\rho = 1.1614 Kg/m^3$
 - Lc : Longitud característica = Largo del colector [m]
 - $\mu = 184.6 \cdot 10^{-7} kg/m \cdot s$
- Prandtl: $Pr = 0,707$

Resistencia de radiación exterior (Rad_E):

Esta resistencia es de convección, por lo que su expresión es la siguiente:

$$R_{rad_E} = \frac{1}{\epsilon \sigma A (T_{cris} + T_c) (T_{cris}^2 + T_c^2)}$$

Donde:

- ϵ : emisividad del cristal = 0,2.
- σ es la constante de Stefan Boltzmann, cuyo valor es $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$.
- A : área del cristal [m^2].
- T_c : Temperatura de cielo, la cual será calculada mediante la expresión sacada de [4]. "Solar Technologies for buildings":

$$T_c = 0.03754 \cdot T_o^{1.5} [K] + 0.32 \cdot T_o [K]$$

- T_{cris} : es la temperatura del cristal por el lado en contacto con el aire exterior. Esta temperatura es desconocida, pero debemos aproximarla para iniciar los cálculos. Para una primera aproximación podemos tomarla como sugiere el artículo:[1]. *“Transferencia de calor en colectores solares planos considerando velocidad y velocidad del viento”*:

$$T_{cris} = 1.042 \cdot T_o - 2.34$$

No obstante, formularemos la expresión para extraer esta temperatura de manera idónea, planteando un balance de energía en todo el circuito equivalente de Qsup:

$$\frac{T_{placa} - T_{cris}}{R_{t1}} = \frac{T_{cris} - T_c}{R_{rad_E}} + \frac{T_{cris} - T_o}{R_{conv_E}}$$

Siendo:

- R_{t1} : La resistencia equivalente al primer tramo del circuito, es decir, la resistencia de radiación y convección en paralelo en serie con la del cristal:

$$R_{t1} = \frac{1}{\frac{1}{R_{conv_I}} + \frac{1}{R_{rad_I}}} + R_{cris}$$

Por lo tanto, despejado de la ecuación inicial la temperatura del cristal exterior tiene la siguiente expresión:

$$T_{cris} = \frac{T_{placa} R_{rad_E} R_{conv_E} + R_{t1} (R_{conv_E} T_c + R_{rad_E} T_o)}{R_{rad_E} R_{conv_E} + R_{rad_E} R_{t1} + R_{conv_E} R_{t1}}$$

- **Resistencia de convección interior(R_{conv_I}):**

En nuestro colector existe una cavidad rectangular entre el vidrio y la placa absorbente rellena de aire. Ambas superficies están a diferentes temperaturas por lo que se generará una resistencia de convección natural, cuya expresión es:

$$R_{conv_I} = \frac{1}{h_{conv_I} A_{cavidad}}$$

Donde:

- $A_{cavidad}$: es el área de la cámara de aire [m^2].
- h_{conv_I} : es el coeficiente térmico de convección y es:

$$h_{conv_I} = \frac{k_{aire} \cdot Nu}{e_{cavidad}}$$

En el cual el número de Nusselt, se puede calcular como:

$$Nu = (4.328e - 10) * Ra^2 - (1.478e - 6) * Ra + 1.001$$

Siendo el número de Rayleigh:

$$RaL = \frac{Cp \cdot g \cdot \beta \cdot \rho^2 \cdot (T_{placa} - T_{int_cris})}{\mu \cdot k_{aire}}$$

Con:

- $k_{aire}=26.3e-3W/m \cdot K$
- $\mu =184.6e-7 \text{ kg/m} \cdot s$
- β : *coeficiente expansión térmica volumétrica* $= \frac{1}{T_f} = \frac{2}{(T_{placa}+T_{int_cris})}$
- $\rho=1.1614 \text{ Kg/m}^3$
- $Cp=1007 \text{ J/kg} \cdot K$
- $g_{40^\circ}=9.8 \text{ m}^2/s$
- T_{placa} : La temperatura de placa la consideraremos constante e igual a:

$$T_{placa} = T_{mfluido} + \Delta T$$

Siendo $T_{mfluido}$ la temperatura media del fluido entre la entrada y la salida de los colectores de valor igual a 322.89 K.

Resistencia de radiación interior (Rrad_I):

En esta cavidad rectangular existe también radiación, producida por la diferencia de temperatura de la placa y el interior del cristal. Para hallar esta resistencia nos apoyaremos en el artículo:[1].“Transferencia de calor en colectores solares planos considerando velocidad y velocidad del viento”, que la define como:

$$R_{rad_I} = \frac{(\varepsilon_{ircris} + \varepsilon_{irplaca} - \varepsilon_{ircris}\varepsilon_{irplaca})}{\varepsilon_{ircris}\varepsilon_{irplaca}A_{placa}\sigma[(T_{placa} + T_{int_{cris}})(T_{placa}^2 + T_{int_{cris}}^2)]}$$

Donde:

- ε_{ircris} : es la emisividad del cristal en el espectro infrarrojo.
- $\varepsilon_{irplaca}$: es la emisividad de la placa en el espectro infrarrojo.
- $T_{int_{cris}}$: es la temperatura del cristal por la parte interna, es decir, la no expuesta al ambiente, cuya expresión una vez determinada la temperatura del cristal exterior se formula como sigue:

$$T_{int_{cris}} = \left[\frac{T_{cris} - T_c}{R_{rad_E}} + \frac{T_{cris} - T_o}{R_{conv_E}} \right] \cdot R_{cris} + T_{cris}$$

Esta expresión sale de realizar un balance de energía en el cristal de la siguiente forma:

$$Q_{sup} = Q_{rad_E} + Q_{conv_E}$$

Es decir, que el calor total perdido es igual a lo que se va por radiación más lo que se va por convección, esto es aplicar la primera ley de Kirchhoff al circuito térmico. Ahora escribiendo la ecuación en términos de temperaturas y resistencias nos queda:

$$\frac{T_{int_{cris}} - T_{cris}}{R_{cris}} = \frac{T_{cris} - T_c}{R_{rad_E}} + \frac{T_{cris} - T_o}{R_{conv_E}}$$

Despejando esta ecuación llegamos a la ecuación inicial.

Por lo tanto, una vez definidas resistencias y temperaturas, estamos en disposición de definir las pérdidas como sigue:

$$Q_{sup} = \frac{T_{placa} - T_{cris}}{R_{t1}}$$

$$Q_{inf} = \frac{T_{placa} - T_o}{R_{eq_down}}$$

Como las pérdidas totales es la suma de lo que se pierde por la parte superior más lo que se pierde inferiormente, la expresión final queda como:

$$Q_{p\acute{e}ridascolector} = \frac{T_{placa} - T_{cris}}{R_{t1}} + \frac{T_{placa} - T_o}{R_{eq_down}}$$

5.2.2.2.3. Pérdidas en las tuberías:

En este apartado vamos a cuantificar las pérdidas que se dan en los dos tramos de tuberías que tiene el circuito principal. Llamaremos a la tubería que transporta el fluido de los colectores al intercambiador, tubería caliente, y la que lo transporta desde el intercambiador hasta los paneles, tubería fría. Las expresiones de cada resistencia son las mismas para ambas, solo cambian las temperaturas y los datos correspondientes a la sustancial diferencia de temperatura media de las tuberías.

Por lo tanto, seguiremos un esquema general que nos defina las pérdidas en una tubería, lo que servirá para las dos, para después especificar los datos que manejamos en cada una.

En ambas tuberías consideraremos el caso más desfavorable en todo su recorrido, es decir, consideraremos que en la totalidad de su longitud se encuentran expuestas al viento y por lo tanto en convección forzada.

Desde el interior del tubo por donde circula el fluido hasta el exterior nos encontramos con cuatro tipos de resistencias, cuyo circuito térmico equivalente se muestra a continuación:



Circuito de resistencias térmicas de rama inferior. Fuente: Elaboración propia

- **Resistencia térmica de convección en el interior del tubo (Rconv_IT)**

Ésta es la resistencia presente entre el fluido y la superficie interior del tubo, puesto que el medio de transporte es un líquido tenemos una transferencia de calor por

convección y su correspondiente resistencia que sigue las correlaciones de Dittus-Boelter:

$$R_{conv_IT} = \frac{1}{h_{conv_IT} A_{int}}$$

Donde:

- A_{int} : es el área en contacto con el fluido. Un factor muy importante a determinar es el diámetro de nuestra tubería, el cual está determinado por el gasto másico que circula por la instalación. Por lo tanto, el diámetro interior de nuestras tuberías será:

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_1}{\rho_f \cdot v \cdot \pi}}$$

Siendo:

- m_1 : gasto másico que circula por la instalación. [kg/s]
- ρ_f : densidad del fluido caloportador. [kg/m³]
- v : velocidad del fluido. Tiene que estar entre 0,5 y 2m/s aproximadamente, por lo que hemos escogido una velocidad media de 1,5 m/s para el diseño.

Por lo que:

$$A_{int} = \pi \cdot D_{int} \cdot L$$

El coeficiente h_{conv_IT} es:

$$h_{conv_IT} = \frac{k_f \cdot Nu}{D_{int}}$$

La correlación de Dittus-Boelter establece para el número de Nusselt:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

Con:

- $Re = \frac{4 \cdot m_1}{\mu \cdot D_{int} \cdot \pi}$
- Pr ; que lo extraeremos del catálogo del fabricante para el fluido en función de la tubería por la que transite.

- **Resistencia de conducción en el tubo (Rcond_T):**

Al ser una resistencia de conducción en un cilindro tenemos la siguiente expresión:

$$R_{cond_T} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi Lk}$$

Donde:

- D_{int} : es el diámetro interior de la tubería. [m]
- D_{ext} : es el diámetro exterior.[m]. Escogeremos un espesor de 1mm por lo que la expresión normalizada para el D_{ext} es:

$$D_{ext} = D_{int} + 2 \cdot 0.001 \text{ [m]}$$

- k : es la conductividad térmica del cobre. $k=385 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- L : longitud del tubo [m]

- **Resistencia de conducción en el aislante(Rasi_T):**

Toda tubería debe de estar recubierta con un aislante para minimizar sus pérdidas caloríficas, por lo que su expresión es la siguiente:

$$R_{ais} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ais}}{D_{ext}}\right)}{2\pi Lk_{ais}}$$

Donde:

- D_{ext} : es el diámetro exterior [m]
- D_{ais} : es el diámetro del aislante. Se recomiendan espesores de aislante de al menos 3mm por lo que:

$$D_{ais} = D_{ext} + 2 \cdot 0.003 \text{ [m]}$$

- k_{ais} : es la conductividad térmica del aislante. $k_{ais}=0.037 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- L : longitud del tubo [m]

- **Resistencia de convección exterior(Rconv_ET)**

Al estar expuesta al aire en su totalidad, nos encontramos con una transferencia de calor por convección forzada. Su expresión es similar a la que utilizamos en los paneles en la cara superior pero con distintos factores en la correlación:

$$R_{conv_ET} = \frac{1}{h_{conv_ET} A_{tubo}}$$

Donde:

- A_{tubo} : área exterior del tubo en contacto con el viento [m^2]
- h_{conv_ET} : coeficiente de convección [$W/m^2 \cdot K$]. El cual se calcula como:

$$h_{conv_ET} = \frac{k_a Nu}{Lc}$$

Siendo:

- k_a : conductividad térmica = k_a : $26.3e-3$ W/m·K
- Lc : Longitud característica = Largo tubo [m]
- Nu : Número de Nusselt.:

$$Nu = 0.193 * Re^{0.618} * Pr^{0.33}$$

En donde:

- Reynolds: $Re = \frac{\rho * v * Lc}{\mu}$
 - $v=6$ m/s; velocidad media del viento en la Comunidad de Madrid.
 - $\rho=1.1614$ Kg/ m^3
 - Lc : Longitud característica = Largo tubo [m]
 - $\mu=184.6e-7$ kg/m·s
- Prandtl: $Pr = 0,707$

Por lo tanto, la resistencia equivalente al conjunto de resistencias del tubo es:

$$R_{eq_tub} = R_{conv_ET} + R_{cond_T} + R_{ais} + R_{conv_IT}$$

Para una composición al 35% en Tyfocolor, el fabricante nos proporciona los siguientes datos para el fluido las temperaturas medias de la tubería caliente y de la tubería fría:

	Tm[K]	k [W/m·K]	Pr	ρf[kg/m]	Lt [m]
Tubería fría	317	0,425	25	1025	50
Tubería caliente	328	0,46	10,5	1018	50

Características de los dos fluidos de la tubería fría y caliente con una concentración al 35%

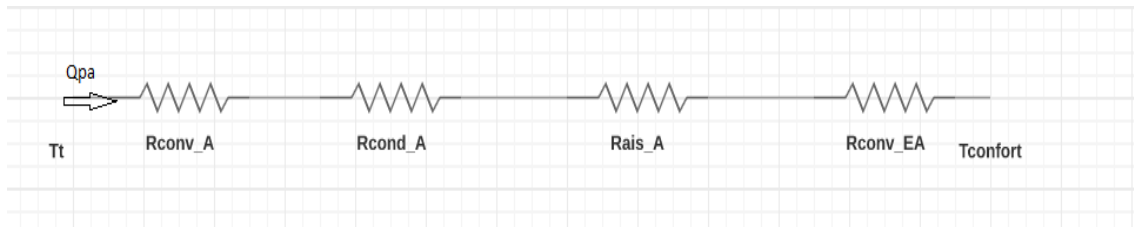
En este momento, no estamos en disposición de cuantificar de forma numérica cada resistencia, puesto que dependen del diámetro interno de la tubería y éste a su vez depende del caudal de circuito primario que depende del área de captadores a dimensionar, por lo que hasta que no dimensionemos este parámetro no podemos dar resultados exactos, por lo que se adjuntarán más adelante.

5.2.2.2.4. Pérdidas en los tanques de almacenamiento:

En este apartado nos centraremos en definir las pérdidas en el tanque de almacenamiento, cuyas resistencias se calcularán de forma muy similar a las de las tuberías, puesto que el tanque puede considerarse como un cilindro de grandes dimensiones. Tomaremos como temperatura media del fluido la temperatura de estratificación y la temperatura exterior, la estimaremos como la temperatura de confort de la sala de calderas de alrededor de 20°C.

Al ser tan exigente nuestro gasto másico en el circuito secundario, necesitaremos un volumen total que almacene la demanda que tenemos en un día cualquiera. Así que, necesitaremos cubrir aproximadamente 30.000L de ACS y por comodidades de espacio y fabricación optaremos por dividir esta demanda en cinco tanques de 5 tanques de 6.000 L cada uno.

El esquema del circuito térmico equivalente para un tanque es el siguiente:



Circuito térmico de resistencias térmicas en el tanque de almacenamiento. Fuente: Elaboración propia

- **Resistencia térmica de convección en el interior del tanque (Rconv_A)**

Ésta es la resistencia presente entre el fluido y la superficie interior del tanque, puesto que el medio de transporte es un líquido tenemos una transferencia de calor por convección y su correspondiente resistencia que sigue las correlaciones de Dittus-Boelter:

$$R_{conv_A} = \frac{1}{h_{conv_A} A_{int}}$$

Donde:

- A_{int} : es el área en contacto con el fluido. $A_{int}=5000L$

El coeficiente h_{conv_IT} es:

$$h_{conv_IT} = \frac{k_f \cdot Nu}{D_{int}}$$

Donde:

- $k_f=0.75 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- $D_{int}=1,5 \text{ m.}$

La correlación de Dittus-Boelter establece para el número de Nusset:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

Con:

- $Re = \frac{4 \cdot m_c}{\mu \cdot D_{int} \cdot \pi}$
- $Pr=0,46$

- **Resistencia de conducción en el tanque (R_{cond_A}):**

Al ser una resistencia de conducción en un cilindro tenemos la siguiente expresión:

$$R_{cond_A} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi Lk}$$

Donde:

- D_{int} : es el diámetro interior. [m]
- D_{ext} : es el diámetro exterior.[m]. $D_{ext}=1,6$ m
- k : es la conductividad térmica del acero. $k=13,4$ W/m·K
- L : longitud del tanque. $L=2,8$ m

- **Resistencia de conducción en el aislante(R_{ais_A}):**

Toda tubería debe de estar recubierta con un aislante para minimizar sus pérdidas caloríficas, por lo que su expresión es la siguiente:

$$R_{ais_A} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ais}}{D_{ext}}\right)}{2\pi Lk_{ais}}$$

Donde:

- D_{ext} : es el diámetro exterior [m]
- D_{ais} : es el diámetro del aislante. $D_{ais}=1,7$ m.
- k_{ais} : es la conductividad térmica del aislante. $k_{ais}=0.038$ W/m·K
- L : longitud del tanque [m]

- **Resistencia de convección exterior(Rconv_EA)**

El tanque se encuentra en la sala de calderas, por lo que está resguardada al ambiente. Por lo tanto, su transferencia de calor será por convección natural:

$$R_{conv_EA} = \frac{1}{h_{conv_Ea} A_{tubo}}$$

Donde:

- A_{tubo} : área exterior del tubo en contacto con el viento [m^2]
- h_{conv_ET} : coeficiente de convección [$W/m^2 \cdot K$]. El cual se calcula como:

$$h_{conv_EA} = \frac{k_a Nu}{Lc}$$

Siendo:

- k_a : conductividad térmica = k_a : 26.3e-3 W/m·K
- Lc : Longitud característica = Largo tubo [m]
- Nu : Número de Nusset.:

$$Nu = 0.34 * RaL^{0.25}$$

En donde el Raleigh:

$$RaL = \frac{Cp \cdot g \cdot \beta \cdot \rho^2 \cdot (T_{ext} - T_{confort})}{\mu \cdot k_{aire}}$$

Con:

- k_{aire} = 26.3e-3 W/m·K
- μ = 184.6e-7 kg/m·s
- β : *coeficiente expansión térmica volumétrica* = $\frac{1}{Tf} = \frac{2}{(Tt + Tconfort)}$
- T_{ext} : es la temperatura de la superficie exterior del aislante. Es desconocida, como inicializamos antes temperaturas parecidas a esta[1]:

$$T_{ext} = 1.042 * Tconfort - 2.34$$

Sin embargo la ecuación que rige esta temperatura después de aplicar un balance de energía es:

$$T_{ext} = \left[\frac{T_t - T_{comfort}}{R_{eq_A}} \right] \cdot R_{conv_A} + T_{comfort} \quad [K]$$

- $T_t = 316 \text{ K}$
- $T_{comfort} = 293 \text{ K}$
- $\rho = 1.1614 \text{ Kg/m}^3$
- $C_p = 1007 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$
- $g = 9.8 \text{ m/s}^2$

Por lo tanto, la resistencia equivalente al conjunto de resistencias del tanque es:

$$R_{eq_A} = R_{conv_A} + R_{cond_A} + R_{ais_A} + R_{conv_EA}$$

Y el calor perdido por cada tanque es:

$$Q_{pa} = \frac{T_t - T_{comfort}}{R_{eq_A}} [W]$$

5.2.2.2.5. Estudio con pérdidas

Se realizará un estudio de la instalación teniendo en cuenta todas las pérdidas anteriormente descritas que se producen en la instalación, esto es, las pérdidas en tuberías, colectores solares y tanques de almacenamiento.

El objetivo será el mismo que en el anterior dimensionado sin pérdidas, nunca estudiar como se comportaría ese dimensionado sin pérdidas aplicándole éstas, desarrollando los oportunos algoritmos para su resolución ensamblados en Matlab.

El esquema básico de la instalación de ACS es el siguiente:

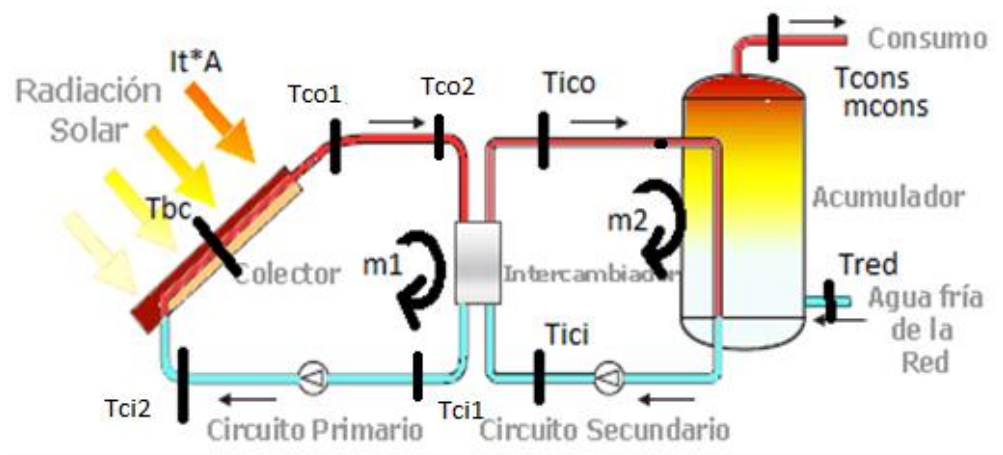
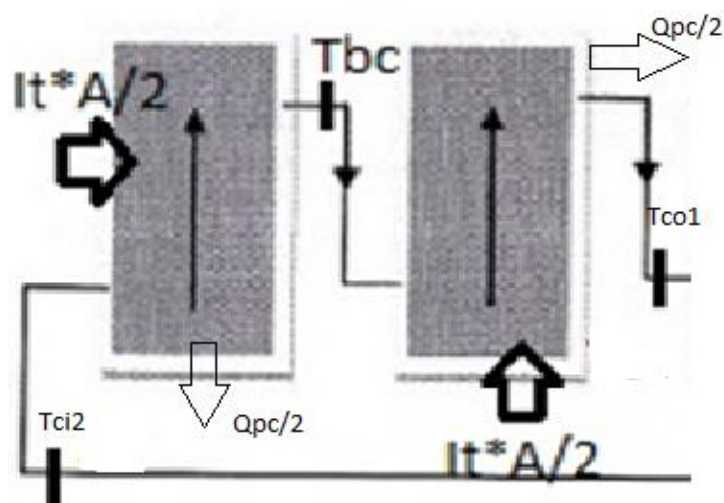


Ilustración 1 Esquema circuito ACS. Fuente: suelosolar.com modificado con elaboración propia

Básicamente, lo que haremos será lo mismo que en el anterior proceso, evaluar cada elemento de la instalación mediante balances energético, pero adaptándolo a nuestras nuevas condiciones de trabajo, ya que como consecuencia de las pérdidas aparecen nuevos términos que modifican los cálculos sensiblemente.

Balance de energía en los captadores:



Conexión en serie de colectores. Fuente: ingemecánica.com modificado con elaboración propia

Para el primer colector:

$$m_1 C p_1 (T_{bc} - T_{ci2}) = It \frac{A}{2} \left[a_0 - a_1 \left(\frac{T_{ci2} - T_o}{It} \right) \right] - \frac{Q_{péridaslector}}{2}$$

Y para el segundo:

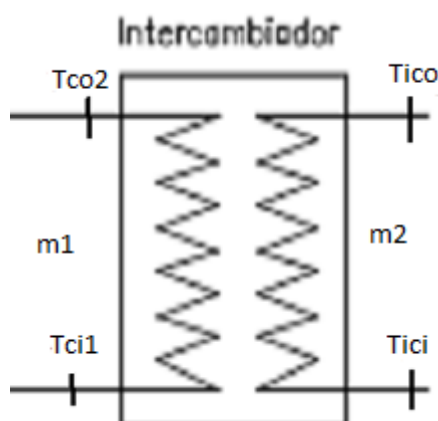
$$m_1 C p_1 (T_{co1} - T_{bc}) = It \frac{A}{2} \left[a_0 - a_1 \left(\frac{T_{bc}' - T_o}{It} \right) \right] - \frac{Q_{péridaslector}}{2}$$

Además por simplificación de cálculos añadiremos la siguiente suposición:

$$T_{bc}' = \frac{T_{ci2} + T_{co1}}{2}$$

El sentido de introducir $\frac{Q_{péridaslector}}{2}$ viene asociado a que entenderemos las pérdidas en función de el área total de captadores, pero nuestro diseño serie-paralelo, nos asocia la mitad de las pérdidas al primer grueso de captadores y la otro mitad al segundo bloque en serie con el primero.

Balance de energía en el intercambiador solar:



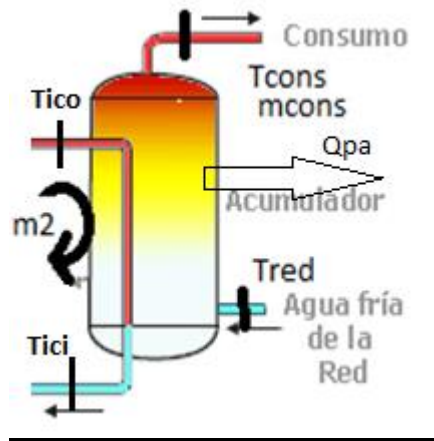
Intercambiador. Fuente: Futurosingeniero.org modificado con elaboración propia

$$0.98m_1Cp_1(T_{co2} - T_{ci1}) = m_2Cp_2(T_{ico} - T_{ici})$$

La eficiencia del intercambiador se define como sigue:

$$\varepsilon_{ic} = \frac{T_{ico} - T_{ici}}{T_{co2} - T_{ici}}$$

Balance de energía en el depósito de almacenamiento:



Acumulador ACS. Fuente: suelosolar.com modificado con elaboración propia

$$m_2Cp_2(T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons}Cp_2(T_{cons} - T_{red}) + Q_{pa}$$

A partir del coeficiente de estratificación :

$$E_T = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

$$T_t = \frac{m_2T_{ico} + m_{cons}T_{red}}{m_2 + m_{cons}}$$

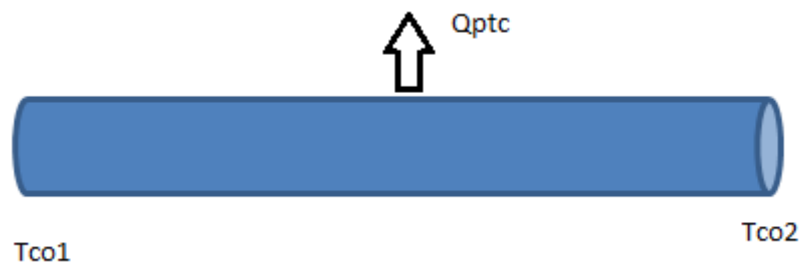
Cobertura solar:

$$f = \frac{m_{cons} C_{p2} (T_{cons} - T_{red})}{m_{cons} C_{p2} (T_{sum} - T_{red})} = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

Balance energético en la tubería caliente:

Se estudiará el tramo de tuberías que van desde la salida de los colectores hasta el intercambiador. En el primer dimensionado no hicimos este balance, ya que no era necesario, ya que las pérdidas se consideraban nulas y hacían que la temperatura a la salida de los colectores fuera la misma que a la entrada del intercambiador. Al considerar estas pérdidas esta suposición no es válida ya que la temperatura de salida de colectores será superior a la de entrada en el intercambiador debido a su recorrido por la tubería.

El balance de energía a lo largo de la tubería es el siguiente:



Volumen de control representativo de toda la tubería caliente. Fuente: Elaboración propia

$$\frac{\partial E}{\partial t} = Q - W + \sum_e m_e \left(h_e + \frac{1}{2} C_e^2 + g z_e \right) - \sum_s m_s \left(h_s + \frac{1}{2} C_s^2 + g z_s \right) - Q_{ptc}$$

Considerando:

- $\frac{\partial E}{\partial t} = 0$; Al ser estacionario
- $W=0$;
- $Q=0$;
- $m_e = m_s$;
- $\Delta z = 0$; $\Delta C = 0$;

$$Q_{ptc} = m_1 C_{p1} (T_{co1} - T_{co2})$$

Definiendo Q_{ptc} en función de T_{mc} , T_o , R_{eq_tub} :

$$Q_{ptc} = \frac{T_{mc} - T_o}{R_{eq_tub}}$$

Despejando obtenemos la siguiente relación:

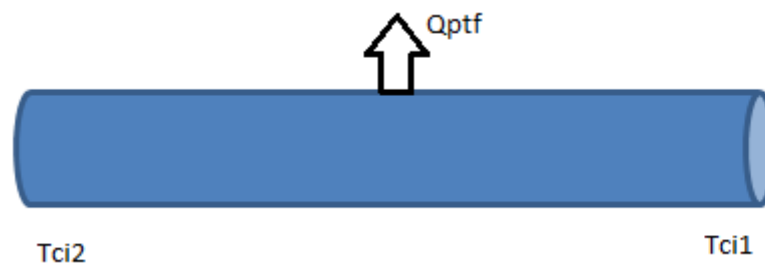
$$T_{co2} = T_{co1} - \frac{T_{mc} - T_o}{R_{eq_tub} m_1 C p_1}$$

Donde:

- T_{mc} : es la temperatura media del fluido. $T_{mc}=327.7$ K
- T_o : temperatura ambiente. [K]
- R_{eq_tub} : conjunto de resistencias del tubo [K/W]

Balance energético en la tubería fría:

Este balance sigue exactamente el mismo proceso que la tubería caliente, pero con diferentes temperaturas de entrada y de salida. Realizaremos el balance energético desde la salida del intercambiador hasta la entrada de los colectores:



Volumen de control representativo de toda la tubería fría. Fuente: Elaboración propia

$$\frac{\partial E}{\partial t} = Q - W + \sum_e m_e \left(h_e + \frac{1}{2} C e^2 + g Z_e \right) - \sum_s m_s \left(h_s + \frac{1}{2} C s^2 + g Z_s \right) - Q_{ptf}$$

Considerando:

- $\frac{\partial E}{\partial t} = 0$; Al ser estacionario
- $W=0$;
- $Q=0$;
- $m_e = m_s$;
- $\Delta z = 0$; $\Delta C = 0$;

$$Q_{ptf} = m_1 c_{p1} (T_{ic1} - T_{ic2})$$

Definiendo Q_{ptf} en función de T_{mf} , T_o , R_{eq_tub} :

$$Q_{pct} = \frac{T_{mf} - T_o}{R_{eq_tub}}$$

Despejando obtenemos la siguiente relación:

$$T_{ic2} = T_{ic1} - \frac{T_{mf} - T_o}{R_{eq_tub} m_1 c_{p1}}$$

Donde:

- T_{mf} : es la temperatura media del fluido. $T_{mf}=318$ K
- T_o : temperatura ambiente. [K]
- R_{eq_tub} : conjunto de resistencias del tubo [K/W]

Primera aproximación con pérdidas:

Este proceso es similar al de sin pérdidas pero con una mayor dificultad en cuanto a cálculos, esto es, supondremos un área inicial total de colectores que se ajuste a nuestras exigencias solares, es decir, en este primer caso la fracción solar será un dato y el área una incógnita. Aquí, dimensionaremos en función de las medias anuales de temperatura e irradiación, resolviendo un sistema de 11 ecuaciones con 11 incógnitas mediante Matlab.

- Datos y variables:
 $m_1 [\frac{kg}{s}]$; Según estipula la expresión(1)
 $m_2 [\frac{kg}{s}]$; Según estipula la expresión(1)

$$Cp_1 = 3900 \left[\frac{J}{Kg K} \right];$$

$$Cp_2 = 4180 \left[\frac{J}{Kg K} \right];$$

$$It = 500.7 [W/m^2]$$

$$mc = 1.018 * 0.7 \left[\frac{kg}{s} \right]; (0.7 = \%media de ocupación anual)$$

$$\varepsilon_{IC} = 0.8$$

$$Et = 0.25$$

$$To = 286.85 K$$

$$Tsum = 333 K$$

$$Tred = 282.85 K$$

$$f = 0.7$$

$$a1 = 3.718$$

$$a0 = 0.748$$

Error1, Error2, Error3, Error4: sirven para controlar los bucles.

- Incógnitas:

$$Tci[K];$$

$$Tco[K];$$

$$Tbc[K];$$

$$Tbc'[K];$$

$$Tico[K];$$

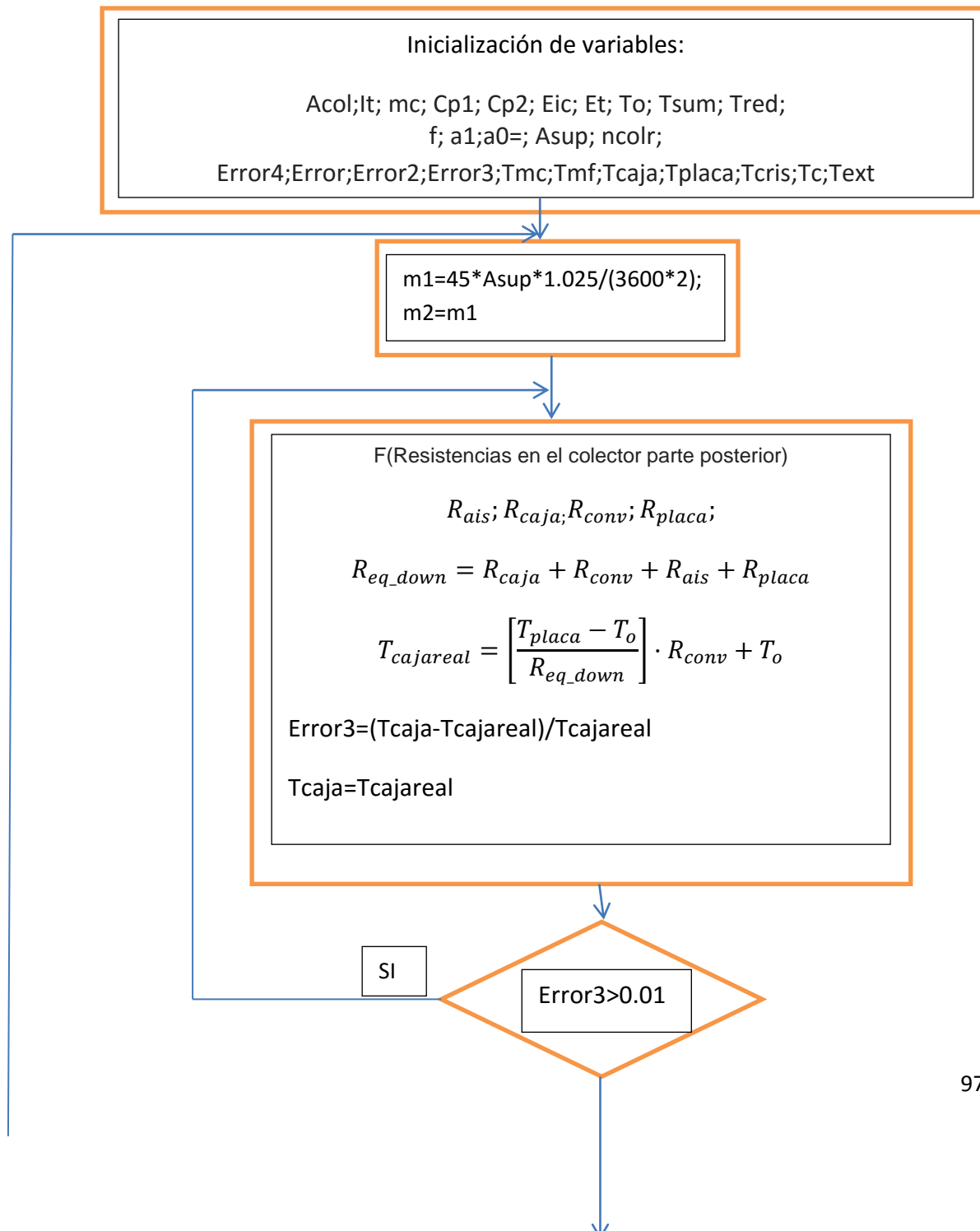
$$Tici[K];$$

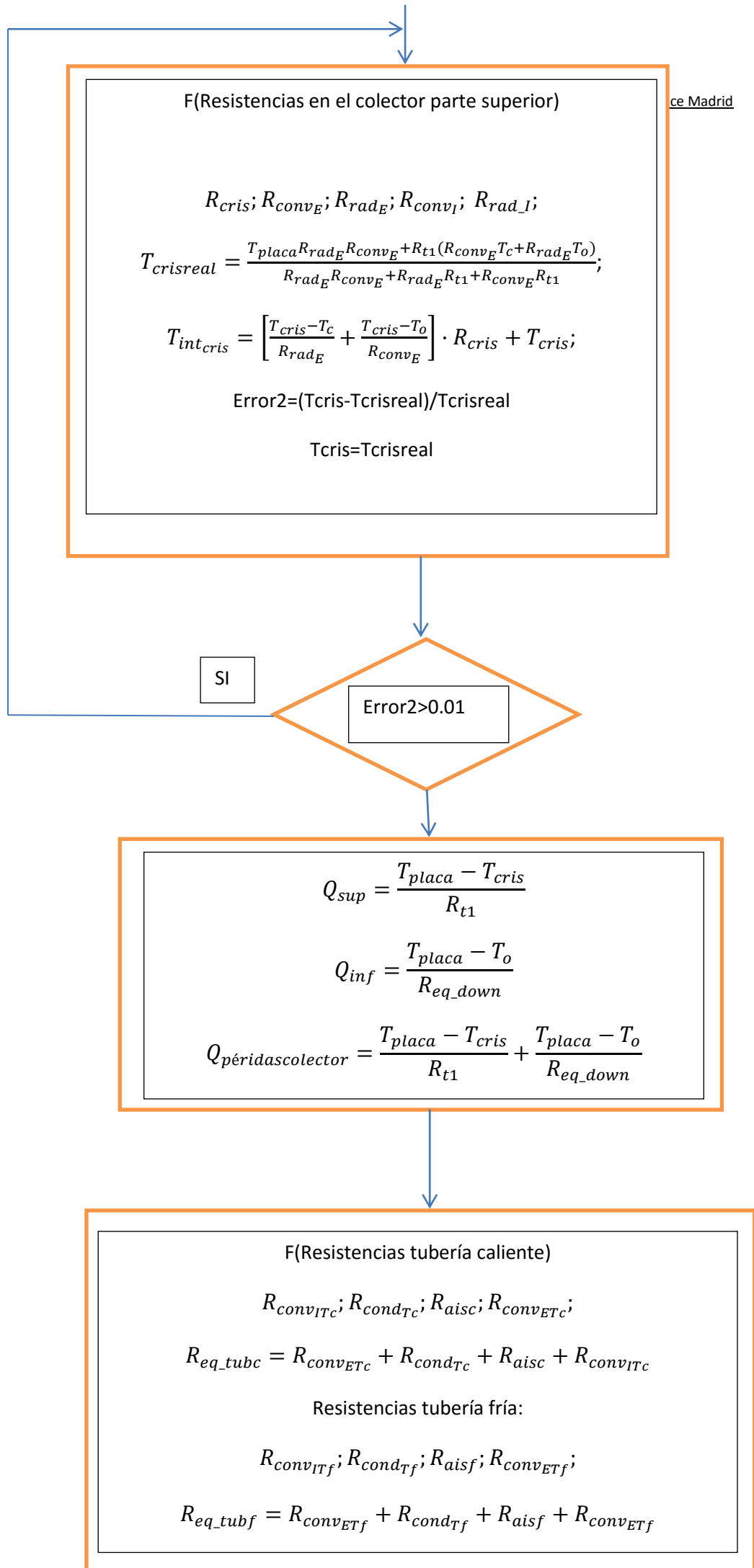
$$Tcons[K];$$

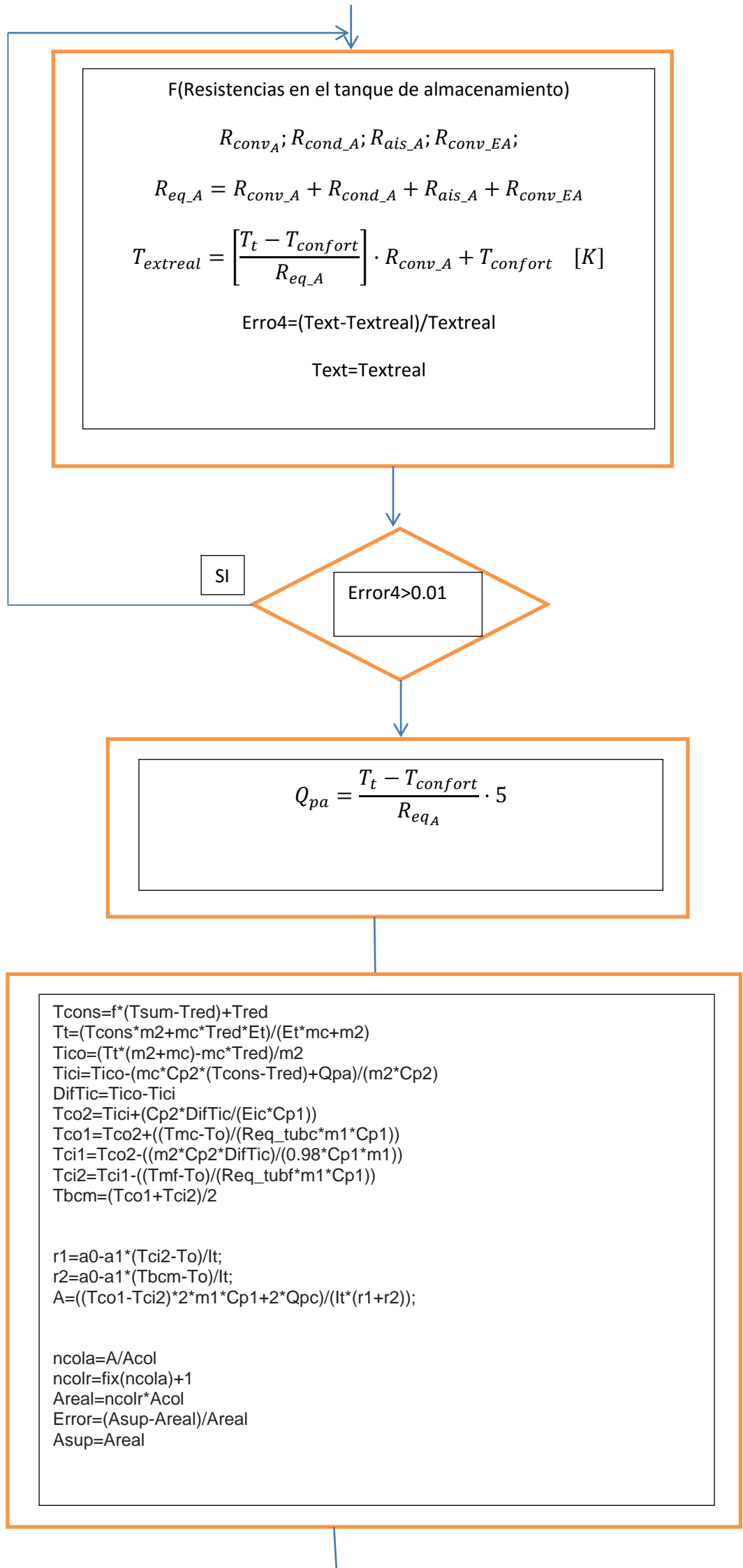
$$Tt[K];$$

$$A[m^2];$$

- Algoritmo de resolución:







SI

Error3>0.01

ica para ACS en el Westin Palace Madrid

$T_{bc}; T_{ci2}; T_{co1}; T_{bc}; T_{ic1}; T_{ic2}; T_{ico}; T_{ici}; T_{con}, T_t, A$

Resultados obtenidos:

Tcons	317,95
Tt	316,25
Tico	323,07
Tici	315,84
Tco2	325,53
Tco1	325,57
Tci1	317,62
Tci2	317,59
Tbcm	321,58
Área	544,5
Ncolec	198

Resultados obtenidos con pérdidas con datos medios anuales

Segunda aproximación con pérdidas

En esta segunda aproximación, supondremos que el área final de los colectores es la que hemos calculado con el anterior método y nuestra incógnita será la fracción solar. Aquí, dimensionaremos en función de las medias anuales de temperatura e irradiación, para después hacerlo con los datos de cada mes. Las ecuaciones son exactamente las mismas que las anteriores, solo cambia que lo que antes era dato (fracción solar) ahora es incógnita. La resolución se hará mediante Matlab.

- Algoritmo de resolución con datos medios anuales:

Inicialización de variables

Acol; k40; Ho; R1= k40.*Ho; It; mc; Cp1; Cp2; Eic; Et; Tom;
Tsumm; Tredm; a1; a0; Asup; Error; m1; m2; Qpcm; Qpam; Req_tubc; Req_tubf;



m1*Cp1	0			(-m1*Cp1+Asup*a1/2)	0	0	0	0	0	Tco1	It*Asup*a0/2+Tom*Asup*a1/2-Qpcm/2
0	0	0	(-m1*Cp1+Asup*a1/2)	m1*Cp1	0	0	0	0	0	Tco2	It*Asup*a0/2+Tom*Asup*a1/2-Qpcm/2
-1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	Tci1	(Tom-Tmc)/(Req_tubc*m1*Cp1)
0	0	-1	1	0	0	0	0	0	0	Tci2	(Tom-Tmf)/(Req_tubf*m1*Cp1)
0	0.98*m1*Cp1	(-0.98*m1*Cp1)	0	0	(-m2*Cp2)	(m2*Cp2)	0	0	0	Tbc	0
0	(Eic*Cp1*m1)	0	0	0	(-m2*Cp2)	(m2*Cp2-Eic*Cp1*m1)	0	0	0	Tico	(=) 0
0	0	0	0	0	m2	(-m2)	(-mc)	0	0	Tici	Qpa-mc*Cpc*Tredm
0	0	0	0	0	0	Et	-1	(-Et+1)	0	Tt	0
0	0	0	0	0	(-m2)	0	0	(m2+mc)	0	Tcons	(mc*Tredm)
0	0	0	0	0	0	0	-1	0	(Tsumm-Tredm)	f	(-Tredm)



xmediaanual=(Tco1, Tco2, Tci1, Tci2, Tbc, Tico, Tici, Tt, Tcons, f)

Resultados con datos anuales:

Tco1	325,6
Tco2	325,50
Tci1	317,68
Tci2	317,64
Tbc	321,78
Tico	323,11
Tici	315,99
Tcons	318,00
Tt	316,30
f	0,70

Resultados anuales con pérdidas en segunda aproximación con datos anuales

• Algoritmo de resolución con datos mensuales

Inicialización de variables

Acol; k40; Ho; R1= k40.*Ho; It; mc; Cp1; Cp2; Eic; Et; To;
Tsum;Tred; a1; a0; Asup; Error;m1; m2;ocup;Nsolu; i;

$m1 \cdot Cp1$	0			$(-m1 \cdot Cp1 + Asup \cdot a1/2)$	0	0	0	0	0	Tco1	$It(i) \cdot Asup \cdot a0/2 + To(i) \cdot Asup \cdot a1/2 - Qpc(i)/2$
0	0	0	$(-m1 \cdot Cp1 + Asup \cdot a1/2)$	$m1 \cdot Cp1$	0	0	0	0	0	Tco2	$It(i) \cdot Asup \cdot a0/2 + To(i) \cdot Asup \cdot a1/2 - Qpc(i)/2$
-1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	Tci1	$(To(i) - Tmc)/(Req_tubc \cdot m1 \cdot Cp1)$
0	0	-1	1	0	0	0	0	0	0	Tci2	$(To(i) - Tmf)/(Req_tubf \cdot m1 \cdot Cp1)$
0	$0.98 \cdot m1 \cdot Cp1$	$0.98 \cdot m1 \cdot Cp1$	0	0	$(-m2 \cdot Cp2)$	$(m2 \cdot Cp2)$	0	0	0	Tbc	0
0	$(Eic \cdot Cp1 \cdot m1)$	0	0	0	$(-m2 \cdot Cp2)$	$(m2 \cdot Cp2 - Eic \cdot Cp1 \cdot m1)$	0	0	0	Tico	= 0
0	0	0	0	0	m2	$(-m2)$	$(-mc)$	0	0	Tici	$Qpa - mc \cdot Cpc \cdot Tred(i)$
0	0	0	0	0	0	0	Et	-1	$(-Et+1)$	Tt	0
0	0	0	0	0	$(-m2)$	0	0	$(m2+mc)$	0	Tcons	$(mc \cdot Tred(i))$
0	0	0	0	0	0	0	-1	0	$(Tsum(i) - Tredm(i))$	f	$(-Tred(i))$

NO

$i > 12$

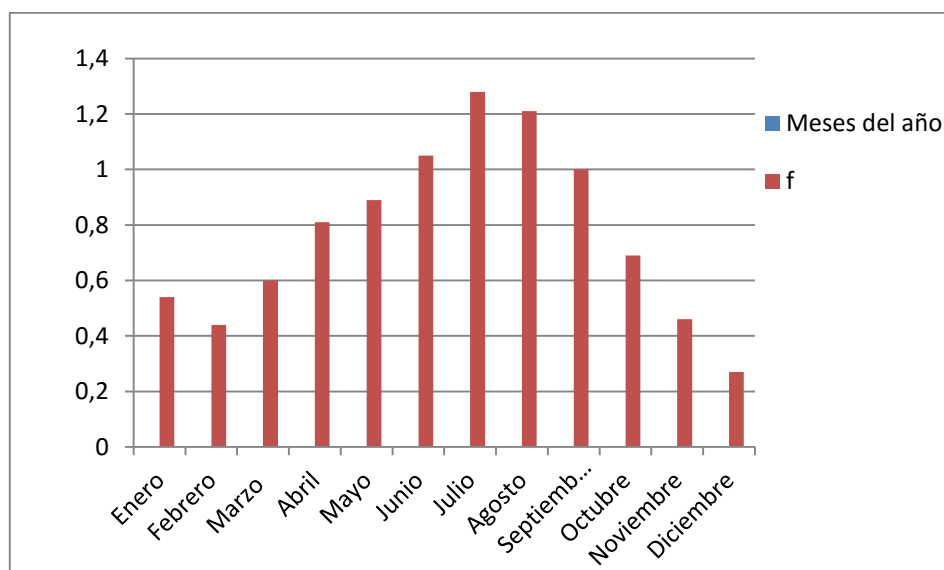
SI

FINAL

Resultados con datos mensuales

Meses del año	Tco1	Tco2	Tci1	Tci2	Tbc	Tico	Tci	Tcons	Tt	f
Enero	319,47	319,41	311,96	311,91	315,84	317,1	310,28	312,27	310,66	0,54
Febrero	311,82	311,76	305,89	305,85	308,95	309,94	304,87	306,15	304,88	0,44
Marzo	320,53	320,48	313,38	313,34	317,08	318,27	311,78	313,68	312,15	0,6
Abril	330,66	330,61	322,02	321,99	326,49	327,95	320,09	322,38	320,52	0,81
Mayo	334,45	334,41	325,31	325,28	330,04	331,58	323,26	325,68	323,71	0,89
Junio	342,33	342,3	331,94	331,91	337,33	339,08	329,61	332,36	330,11	1,05
Julio	353,9	353,87	341,57	341,55	347,97	350,05	338,8	342,06	339,4	1,28
Agosto	351,16	351,13	339,15	339,13	345,38	341,41	336,46	339,63	337,04	1,21
Septiembre	340,75	340,71	330,45	330,442	335,79	337,52	328,15	330,87	328,65	1
Octubre	323,72	323,67	316,35	316,32	320,16	321,4	314,71	316,66	315,08	0,69
Noviembre	311,31	311,26	305,85	305,81	308,66	309,58	304,63	306,08	304,92	0,46
Diciembre	301,37	301,31	297,17	297,13	299,33	300,03	296,24	297,36	296,46	0,27

Resultados con datos medio mensuales.

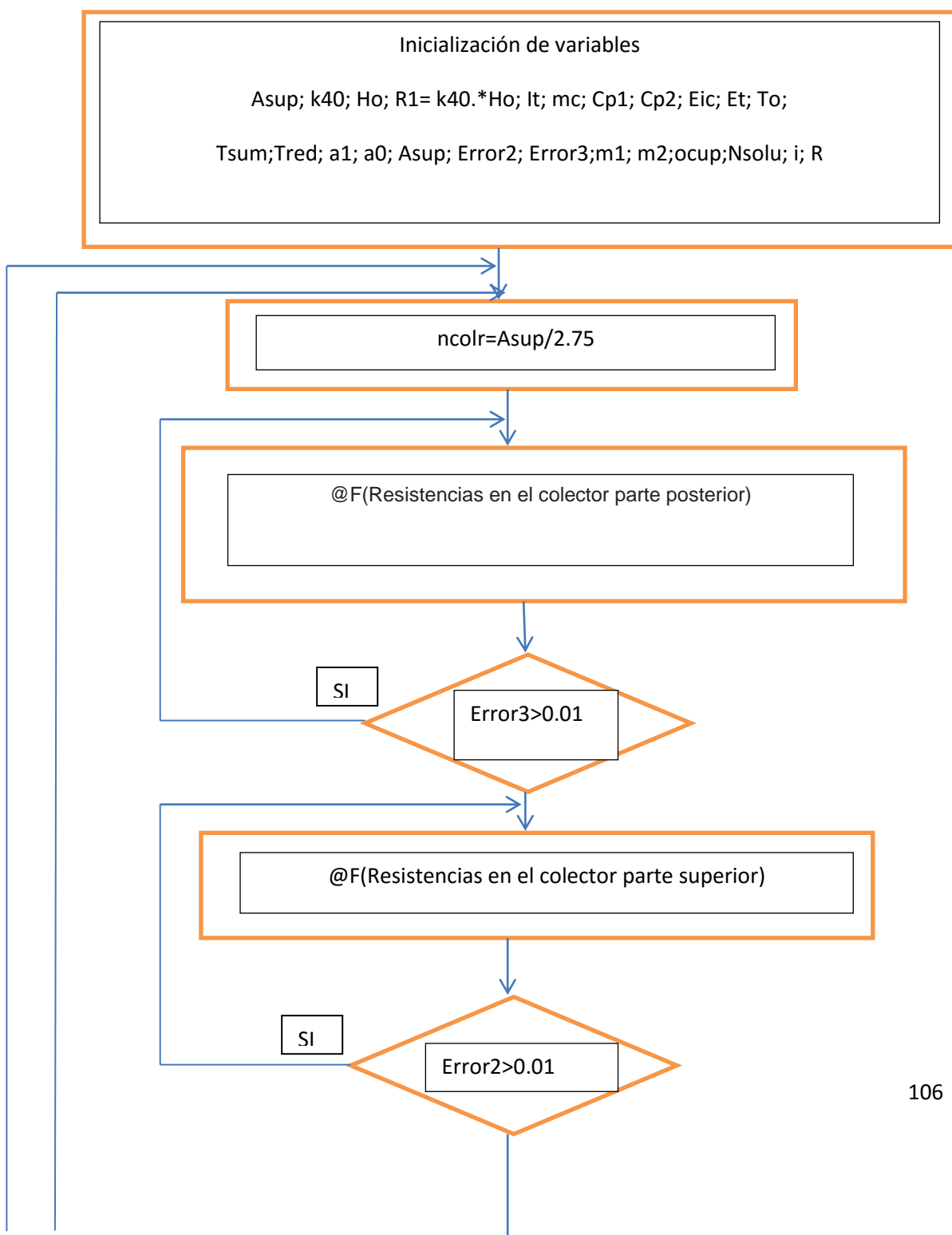


Evolución de la cobertura solar a lo largo del año

Optimización con respecto a la norma:

En este último apartado, nos vamos a limitar por los límites de mínimos impuestos por el CTE de no superar el 110% de la demanda en ningún mes, para dimensionar el número de paneles máximos en este caso óptimos para abastecer el mayor porcentaje de cobertura solar posible. Para ello hemos creado un algoritmo que se ciñe a estas condiciones. Aquí, cobran sentido las funciones que realizamos en el paso anterior, puesto que las llamaremos para que ejecuten el código correspondiente y así reducir nuestro algoritmo.

- **Algoritmo de resolución:**



$$Q_{sup} = \frac{T_{placa} - T_{cris}}{R_{t1}}$$

$$Q_{inf} = \frac{T_{placa} - T_o}{R_{eq_down}}$$

$$Q_{péridascolector} = \frac{T_{placa} - T_{cris}}{R_{t1}} + \frac{T_{placa} - T_o}{R_{eq_down}}$$

rid

@F(Resistencias tubería caliente)

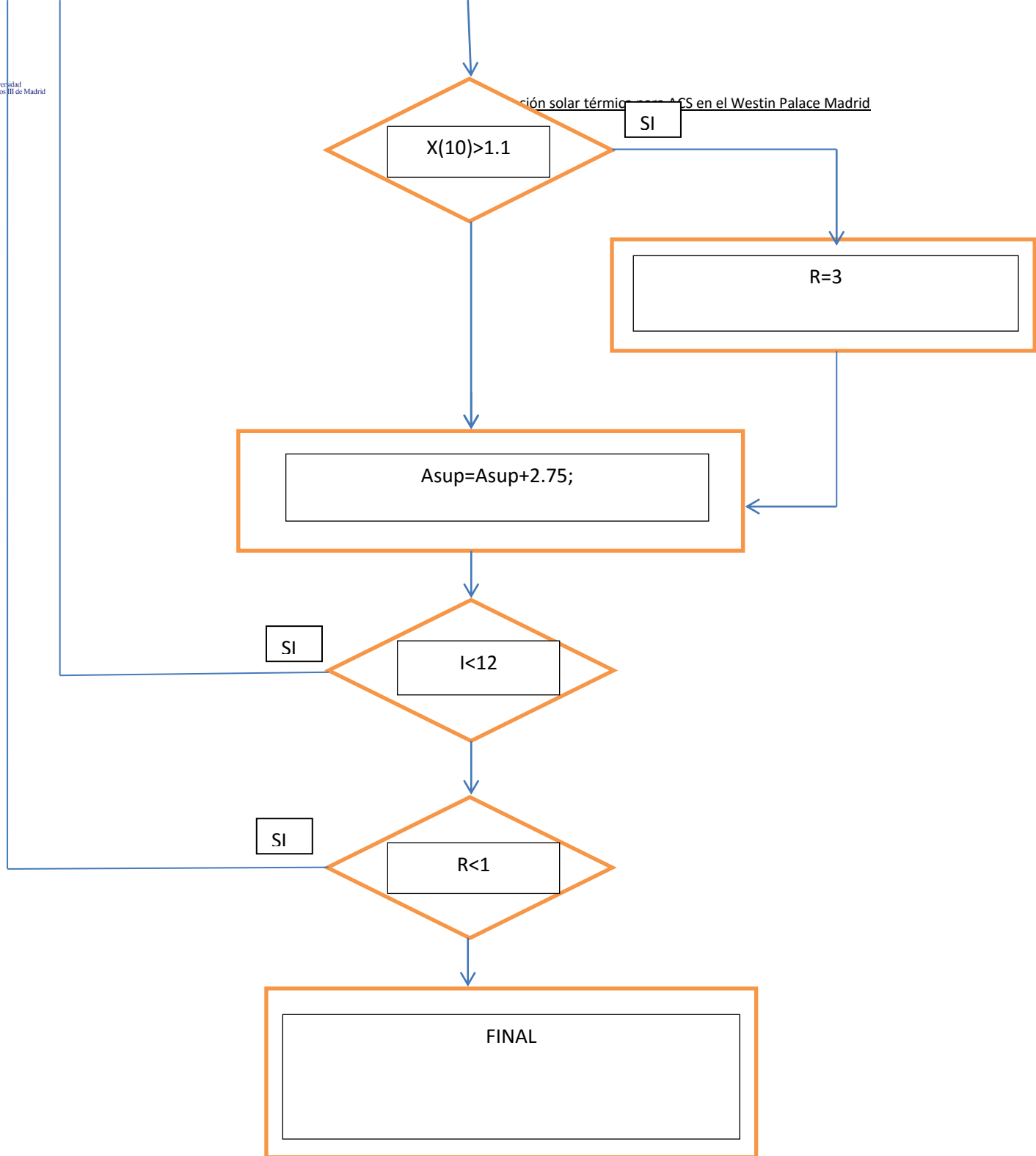
@F(Resistencias en el tanque de almacenamiento)

SI

Erro4>0.01

$$Q_{pa} = \frac{T_t - T_{confort}}{R_{eqA}} \cdot 5$$

m1*Cp1	0			(-m1*Cp1+Asup*a1/2)	0	0	0	0	0	Tco1	It*Asup*a0/2+Tom*Asup*a1/2-Qpcm/2
0	0	0	(-m1*Cp1+Asup*a1/2)	m1*Cp1	0	0	0	0	0	Tco2	It*Asup*a0/2+Tom*Asup*a1/2-Qpcm/2
-1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	Tci1	(Tom-Tmc)/(Req_tubc*m1*Cp1)
0	0	-1	1	0	0	0	0	0	0	Tci2	(Tom-Tmf)/(Req_tubf*m1*Cp1)
0	0.98*m1*Cp1	(-0.98*m1*Cp1)	0	0	(-m2*Cp2)	(m2*Cp2)	0	0	0	Tbc	0
0	(Eic*Cp1*m1)	0	0	0	(-m2*Cp2)	(m2*Cp2-Eic*Cp1*m1)	0	0	0	Tico	(=) 0
0	0	0	0	0	m2	(-m2)	(-mc)	0	0	Tici	Qpa-mc*Cpc*Tredm
0	0	0	0	0	0	Et	-1	(-Et+1)	0	Tt	0
0	0	0	0	0	(-m2)	0	0	(m2+mc)	0	Tcons	(mc*Tredm)
0	0	0	0	0	0	0	-1	0	(Tsumm-Tredm)	f	(-Tredm)

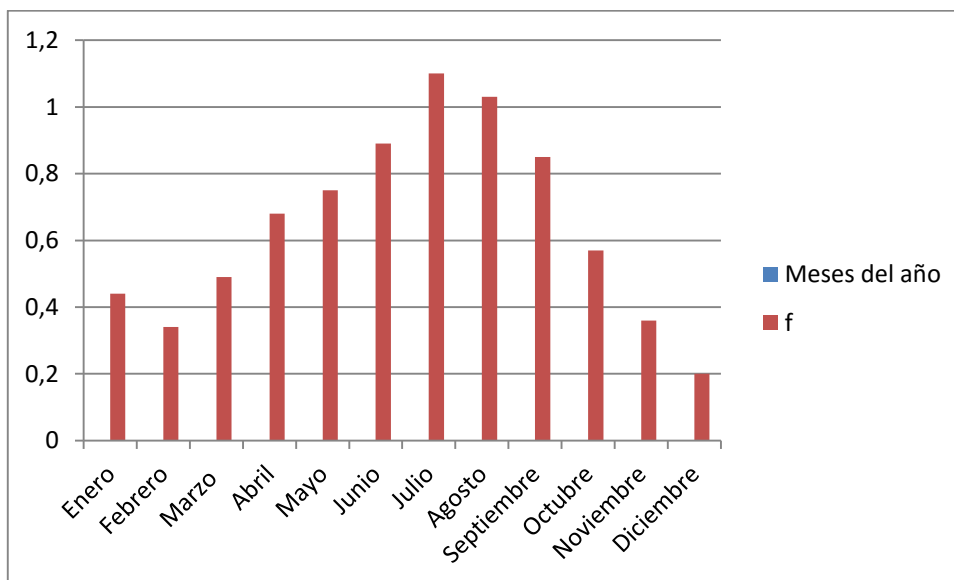


- **Resultados obtenidos y gráficas:**

Estos serían los resultados finales de nuestro dimensionado, puesto que son con los que se debería de trabajar a la hora de instalar el sistema de energía solar. Por lo que, en este apartado, no solo ilustraremos como varía nuestra cobertura solar a lo largo del año, sino que también plasmaremos cómo se comportan las pérdidas del sistema con el tiempo.

Meses del año	Area colectores	Nº colec	f
Enero	440	160	0,44
Febrero			0,34
Marzo			0,49
Abril			0,68
Mayo			0,75
Junio			0,89
Julio			1,1
Agosto			1,03
Septiembre			0,85
Octubre			0,57
Noviembre			0,36
Diciembre			0,2

Resultados mensuales del proceso de optimización



Evolución de la cobertura solar a lo largo del año

5.2.3. Discusión de los dos métodos:

Una vez analizados los resultados y el fundamento de cada método, estaremos en disposición de valorar ambos y de explicar sus diferencias entre el método F-Chart y el método mediante balances de energía.

Por un lado, como podemos observar en la tabla inferior, el F-Chart(color amarillo) utiliza 167 captadores para cubrir un 67% de la demanda de ACS, mientras que el método por Balances de Energía(color rojo) precisa 160 captadores para abastecer un 57% de la demanda total, mirando los datos a simple vista, es normal que si con solo 7 captadores aumentamos nuestra capacidad un 10%, parece intuitivo decantarse por este método, pero no todo lo que aparentemente es mejor en cuanto a cantidades tiene porque ser cierto al 100%, ya que nuestro método de B.E es mucho más fiel a nuestra instalación y mucho más realista, ya que por ejemplo, el F-Chart no estima las pérdidas al milímetro como, prácticamente, lo hemos hecho en el segundo, sino que se basa en relaciones de rendimientos entre los distintos aparatos que operan en el sistema.

Otro factor que no tiene en cuenta el F-Chart, es la pérdidas de calor en tuberías, la cuales si hemos tenido en cuenta los B.E, las cuales afectan sensiblemente a nuestra capacidad para abastecer la demanda de ACS y es un factor, no determinante, pero si a tener en cuenta.

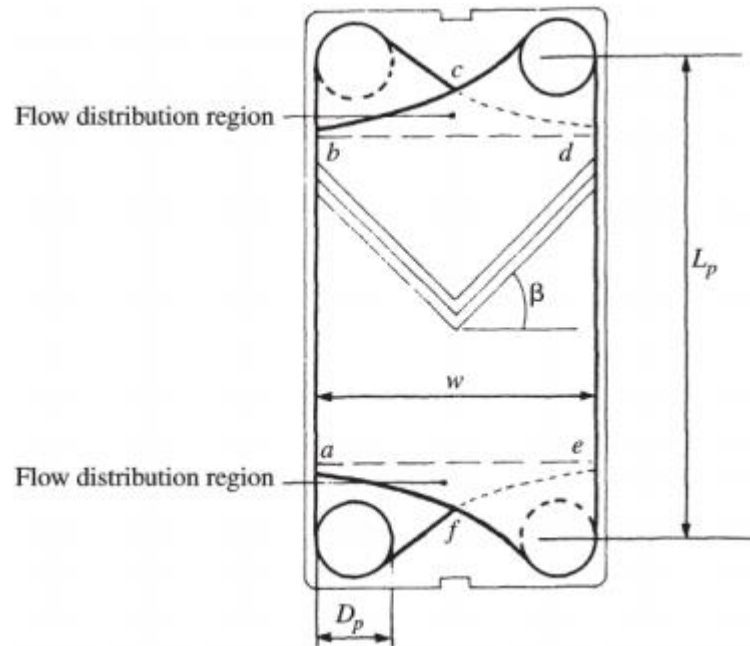
Por lo tanto, podríamos concluir que el método con Balances de Energía se adapta mejor a nuestra instalación, ya que es más realista. Sin embargo, no podemos desestimar la opción de dimensionar con el Fchart, puesto que es un método ampliamente integrado en este sector. No obstante, el error que cometemos de uno con respecto a otro es aceptable.

Meses del año	f(F-Chart)	f(B.E)
Enero	0,589	0,44
Febrero	0,5728	0,34
Marzo	0,6916	0,49
Abril	0,7395	0,68
Mayo	0,6802	0,75
Junio	0,8179	0,89
Julio	0,9593	1,1
Agosto	1,1	1,03
Septiembre	0,7245	0,85
Octubre	0,5924	0,57
Noviembre	0,5197	0,36
Diciembre	0,4056	0,2
Media anual	0,676355399	0,575323354

Resultados de la cobertura solar en ambos métodos

6. Dimensionado del intercambiador

Para diseñar el intercambiador de placas dimensionaremos el número de placas que debería de tener el intercambiador para transferir el calor necesario. Partiremos de un intercambiador modelo, en el cual podemos variar el número de placas.



Placa de un Intercambiador de placas común. Fuente: Transparencias de la asignatura "Transferencia de calor"

Para cuantificar el área de intercambio, igualaremos las dos ecuaciones que nos expresan la inversa de la resistencia total de intercambio:

$$\frac{1}{R_t}$$

O lo que es lo mismo:

$$\frac{1}{R_t} = UA$$

Para empezar tendremos que fijar todas las temperaturas de entradas y salidas del sistema. Parta evitar incoherencias, aunque como hemos visto anteriormente todas las temperaturas son conocidas, supondremos una de ellas desconocida, en este caso, Tico, y la calcularemos de la siguiente forma:

$$m_1 c p_1 (T_{co2} - T_{ci1}) = m_2 c p_2 (T_{ico} - T_{ici})$$

Siendo $m_1 = m_2$, nos queda:

$$T_{ico} = \frac{Cp_1(T_{co2} - T_{ci1})}{Cp_2} + T_{ici} = \frac{3900(325,49 - 317,62)}{4180} + 315,86 = 323,2K$$

La primera ecuación de la que partiremos será:

$$Q = \frac{\Delta T_{LM}}{R_t}$$

La temperatura medio logarítmica se define como:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{co2} - T_{ico}) - (T_{ci1} - T_{ici})}{\ln \frac{T_{co2} - T_{ico}}{T_{ci1} - T_{ici}}} = 2,37$$

Y el calor transferido sigue la ecuación:

$$Q = m_1 Cp_1(T_{co2} - T_{ci1}) = 88902,08W$$

Despejando la inversa de R_t :

$$\frac{1}{R_t} = \frac{Q}{\Delta T_{LM}} = \frac{88902,08}{2,37} = 37511,43W/K$$

Por otro lado tenemos que:

$$\frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{A} \left[\frac{1}{h_1} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_2} \right]}$$

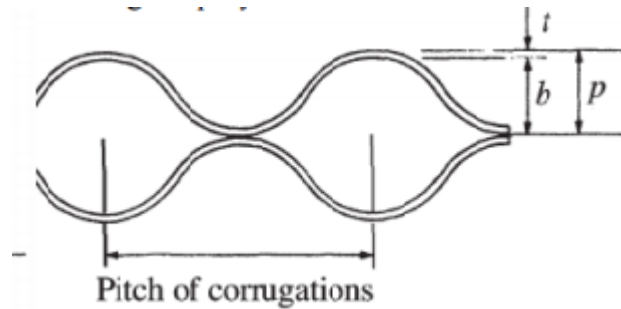
Con objetivo de ir calculando la ecuación de arriba calculamos h_1 y h_2 en función del número de placas (N_p) siguiendo los siguientes pasos:

1. Definimos el diámetro equivalente como sigue, el cual será de mismo valor para ambos fluidos:

$$de_1 = de_2 = \frac{4bw}{2(b + \Delta w)}$$

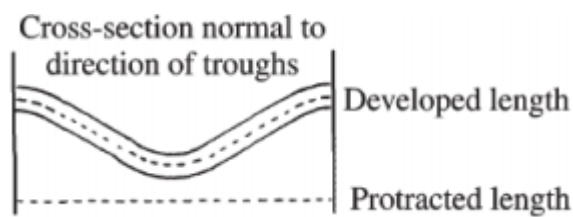
Siendo:

- b : amplitud de la corrugación(m)



Vista transversal de una placa de un Intercambiador de placas común. Fuente: Transparencias de la asignatura "Transferencia de calor"

- w : ancho de la placa(m)
- Δ : factor de corrección que se define como:



Longitud proyectada sobre el eje horizontal. Fuente: Transparencias de la asignatura "Transferencia de calor"

$$\Delta = \frac{\text{Developed length}}{\text{Projected length}}$$

2. Calculamos el Reynolds para cada fluido de la siguiente forma:

$$G_{ch1} = \frac{m_1}{bw \frac{Np}{2}}$$

$$G_{ch2} = \frac{m_2}{bw \frac{Np}{2}}$$

$$Re_1 = \frac{G_{ch1} de_1}{\mu_1}$$

$$Re_2 = \frac{G_{ch2} de_2}{\mu_2}$$

3. Calculamos el coeficiente de convección para los dos fluidos:

$$h_1 = \frac{Nuk}{de}$$

$$h_2 = \frac{Nuk}{de}$$

Con el número de Nusset calculado con la siguiente correlación:

$$Nu = 0,4Re^{0,64}Pr^{0,4}$$

Una vez calculado esto, igualamos ambas expresiones:

$$\frac{Q}{\Delta T_{LM}} = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{A} \left[\frac{1}{h_1} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_2} \right]}$$

Despejando el número de placas de la ecuación anterior nos sale:

$$Np = 35.6 \rightarrow 36placas$$

7. Dimensionado de la bombas

Para hacer llegar el fluido caloportador de la sala de calderas a los paneles y de la salida del acumulador al intercambiador, se necesitan bombas de circulación que impriman la velocidad y la presión adecuada al fluido para que todo funcione según demanda la instalación. Para ello calcularemos la potencia de estas bombas por separado. Ambas bombas serán de tipo centrífugas que son las bombas que se emplean en los sistemas de energía solar.

7.1. Bomba de circuito primario

Esta bomba es fundamental en la instalación, puesto que será la capaz de impulsar el fluido desde el intercambiador hacia los colectores, que como sabemos, se encuentran en la azotea, por lo que tendrán que ser capaces de subir toda esa columna de fluido. La altura del edificio es de aproximadamente 25 metros.

La potencia de la bomba se define como:

$$W_b = \frac{m \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta}$$

Donde:

- W_b ; es la potencia de bomba(W).
- ΔP ; variación de presión en circuito(Pa).
- m ; gasto másico que circula por el circuito primario(Kg/s).
- ρ ; densidad del fluido(Kg/m³).
- η ; Rendimiento de la bomba

Caída de presión del fluido(ΔP):

$$\Delta P = \Delta P_{tub} + \Delta P_{colec} + \Delta P_{IC}$$

- Pérdida en los colectores:

Recurriendo a las características proporcionadas por el fabricante de nuestro panel, tenemos la pérdida de carga de un panel:

$$\Delta P_{colec1} = 0,026 \text{ m. c. a}$$

Como tenemos dos colectores en serie la pérdida de carga será:

$$\Delta P_{colecserie} = 0,052 \text{ m. c. a}$$

Como los demás están en serie sufrirán exactamente esa pérdida de presión, que expresado en unidades del SI:

$$\Delta P_{colec} = 520 \text{ Pa}$$

- Pérdida en el intercambiador de calor:

Aquí la pérdida de carga se calcula como nos indica los apuntes de la asignatura de "Transferencia de calor":

$$\Delta P_{IC} = \frac{4f_s G_{ch}^2 L_p}{2\rho d_e \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}}$$

Donde:

$$f_s = \frac{K_p}{Re^z}$$

Siendo el Reynolds:

Chevron Angle=50°;

$$Re = \frac{G_{ch} d_e}{\mu} = 316.12 \rightarrow z = 0,161; K_p = 0.772$$

Chevron Angle (deg)	Reynolds Number	C_h	y	Reynolds Number	K_p	z
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349	< 10	50.000	1.000
	> 10	0.348	0.663	10–100	19.400	0.589
				> 100	2.990	0.183
45	< 10	0.718	0.349	< 15	47.000	1.000
	10–100	0.400	0.598	15–300	18.290	0.652
	> 100	0.300	0.663	> 300	1.441	0.206
50	< 20	0.630	0.333	< 20	34.000	1.000
	20–300	0.291	0.591	20–300	11.250	0.631
	> 300	0.130	0.732	> 300	0.772	0.161
60	< 20	0.562	0.326	< 40	24.000	1.000
	20–400	0.306	0.529	40–400	3.240	0.457
	> 400	0.108	0.703	> 400	0.760	0.215
≥ 65	< 20	0.562	0.326	< 50	24.000	1.000
	20–500	0.331	0.503	50–500	2.800	0.451
	> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213

Parámetros en función del Reynolds. Fuente: Transparencias de la asignatura "Transferencia de calor"

Por lo que:

$$\Delta P_{IC} = 395640 \text{ Pa}$$

- Pérdidas de carga en tuberías

Las pérdidas de carga en las tuberías son de dos tipos: las pérdidas de carga continuas, estas son, las producidas por la fricción del fluido con las paredes de las tuberías y las pérdidas de carga localizadas, que hacen alusión a las válvulas, cambios de sección, codos, entradas, salidas, etc. Estas dos las podemos agrupar en una única expresión como:

$$\Delta P_{tub} = 0,5\rho_1 v_1^2 \left(f \frac{L_{tub}}{D_{int}} + K_{perdidas} \right)$$

Donde:

- $\rho_1 = 1040 \frac{kg}{m^3}$; densidad del fluido.
- $D_{int} = 60 \text{ mm}$;
- $L_{tub} = 100m$
- v_1 ; velocidad del fluido por la tubería.

$$v_1 = \frac{m_1}{\rho_1 \frac{\pi D_{int}^2}{4}} = 1,23m/s$$

- f : es factor de fricción y depende del Reynolds y de la rugosidad relativa del material, en este caso el cobre. Para calcular este factor, podemos hacerlo mediante dos métodos, por la correlación de Gnielinski o por el método gráfico del diagrama de Moody. Nosotros utilizaremos este último para calcular f .

Primero calcularemos el coeficiente de rugosidad relativa que se define:

$$k = \frac{\varepsilon_{cu}}{D_{int}}$$

Siendo ε_{cu} la rugosidad absoluta del cobre y de valor igual a 0,0015mm.

$$k = \frac{0.0015}{60} = 0,000025$$

Con el número de Reynolds calculado como hemos mencionado anteriormente:

$$Re = \frac{\rho v d e}{\mu} = 35001,2$$

Entramos en diagrama de Moody con nuestros datos:

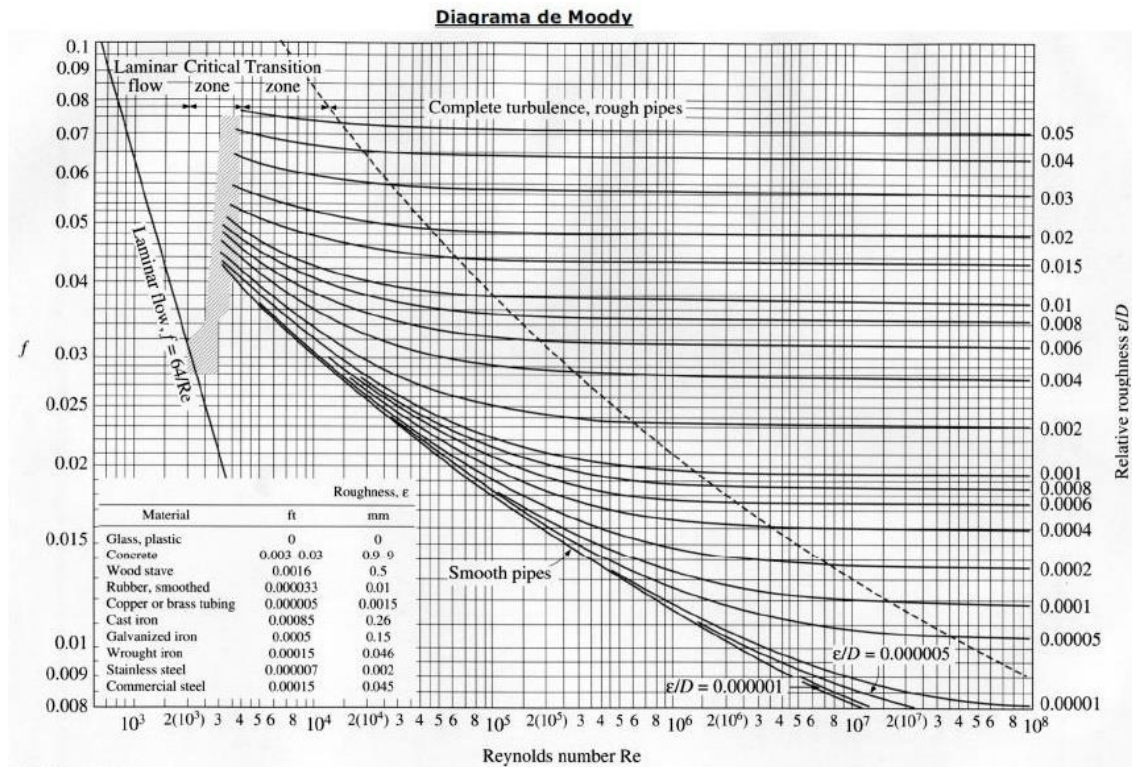


Diagrama de Moody. Fuente: Transparencias de la asignatura "Transferencia de calor"

El valor del valor de fricción es:

$$f = 0.04$$

- $K_{perdidas}$, es el factor asociado a las cargas localizadas, típico para cada accidente:

Accidente	Factor K	Cantidad	Total
Codos 90º	0,9	8	7,2
Válvula seguridad	2,5	1	2,5
Valvula 3/4	1,15	2	2,3
TOTAL			12

Distintos tipos de accidentes en las tuberías

Por lo tanto, las pérdidas en las tuberías son:

$$\Delta P_{tub} = 0,5 \rho_1 v_1^2 \left(f \frac{L_{tub}}{D_{int}} + K_{perdidas} \right) = 73363,21$$

Una vez cuantificadas cada una, las pérdidas totales:

$$\Delta P = \Delta P_{tub} + \Delta P_{colec} + \Delta P_{IC} = 469523 Pa$$

Una vez sabido esto, estamos en disposición de calcular la potencia de nuestra bomba, cuyo rendimiento para ACS es normalmente del 70%. Por lo que la potencia de la bomba nos queda:

$$W_b = \frac{m \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta} = 1889,7 W$$

7.2. Bomba del circuito secundario

Esta bomba se dispone en la tubería que va desde el tanque de almacenamiento hasta la entrada del intercambiador. Su dimensionado para calcular la potencia sigue los mismos pasos que la bomba anterior, solo cambiando la pérdida en los colectores por la pérdida en el tanque. Por lo que:

$$\Delta P = \Delta P_{tub} + \Delta P_{tanque} + \Delta P_{IC}$$

Considerando las pérdidas en el tanque despreciables con respecto a las del intercambiador.

- Pérdida en el intercambiador de calor:

Aquí la pérdida de carga se calcula como nos indica los [2]. *apuntes de las asignatura de "Transferencia de calor"*, el proceso es exactamente igual al anterior, pero adecuando los datos al fluido que transita por él.

$$\Delta P_{IC} = \frac{4f_s G_{ch}^2 L_p}{2\rho d_e \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}}$$

Donde:

$$f_s = \frac{K_p}{Re^z}$$

Siendo el Reynolds:

Chevron Angle=50°;

$$Re = \frac{G_{ch} d_e}{\mu} = 972 \rightarrow z = 0,161; K_p = 0.772$$

Chevron Angle (deg)	Reynolds Number	C_h	y	Reynolds Number	K_p	z
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349	< 10	50.000	1.000
	> 10	0.348	0.663	10–100	19.400	0.589
				> 100	2.990	0.183
45	< 10	0.718	0.349	< 15	47.000	1.000
	10–100	0.400	0.598	15–300	18.290	0.652
	> 100	0.300	0.663	> 300	1.441	0.206
50	< 20	0.630	0.333	< 20	34.000	1.000
	20–300	0.291	0.591	20–300	11.250	0.631
	> 300	0.130	0.732	> 300	0.772	0.161
60	< 20	0.562	0.326	< 40	24.000	1.000
	20–400	0.306	0.529	40–400	3.240	0.457
	> 400	0.108	0.703	> 400	0.760	0.215
≥ 65	< 20	0.562	0.326	< 50	24.000	1.000
	20–500	0.331	0.503	50–500	2.800	0.451
	> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213

Parámetros en función del Reynolds. Fuente: Transparencias de la asignatura “Transferencia de calor”

Por lo que:

$$\Delta P_{IC} = 45344.81 Pa$$

- Pérdidas en las tuberías:

En este caso despreciaremos este tipo de pérdida por el mismo motivo que despreciamos las pérdidas de calor, ya que la longitud de tubería es pequeña por la cercanía del intercambiador con el acumulador.

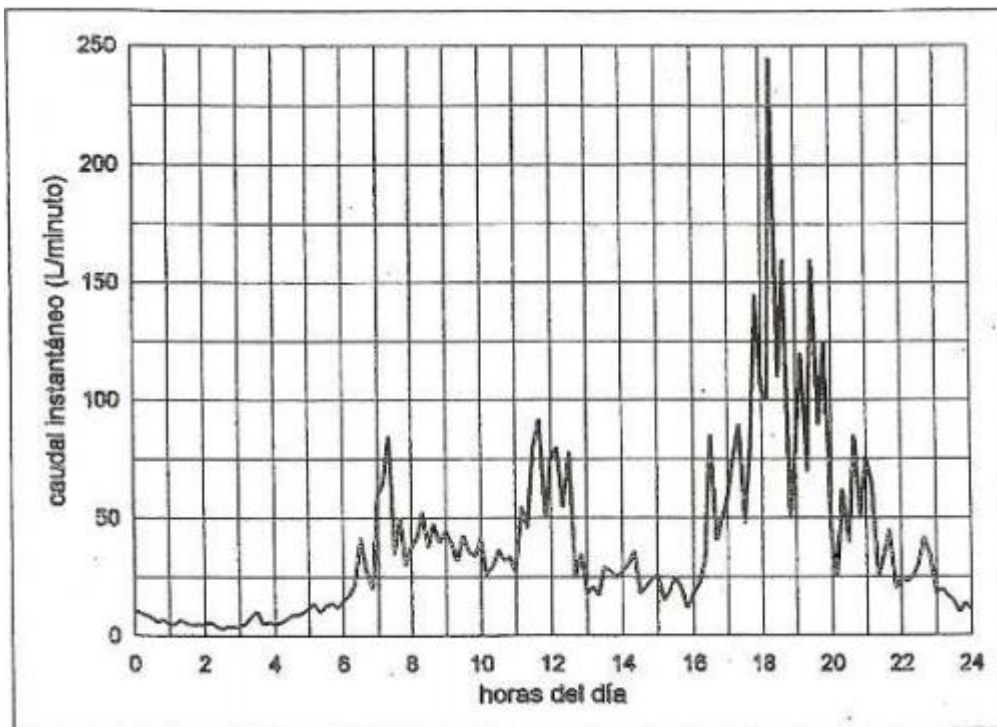
Una vez cuantificadas las pérdidas, calculamos la potencia de la bomba:

$$W_b = \frac{m \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta} = 189.8W$$

8. Dimensionado del acumulador ACS

Para dimensionar este elemento tendremos que definir previamente algunos conceptos que nos ayuden a estimar el volumen de acumulación con mayor precisión. En nuestros cálculos anteriores, supusimos un volumen de acumulación igual al de la demanda de un día del año, lo cual es totalmente lícito y recomendado, pero vamos a desarrollar este método para diseñarlo al detalle.

El consumo diario no es uniforme a lo largo del día, por lo que tendremos picos de consumos en diferentes horas, esto es lo que se denomina puntas de consumo. En la siguiente gráfica observamos como se comporta el caudal instantáneo en función de la hora del día:



Evolución del caudal instantáneo a lo largo de un día entero. Fuente: DTIE

Como podemos observar el máximo caudal instantáneo requerido se produce entre las 17h y las 20h, entre las cuales podemos concluir que se consume el 75% del consumo total en un día.

Por lo tanto, el consumo máximo diario o consumo punta para nuestro hotel en un día será:

$$Q_p = 0,75 \cdot Q_d = 0,75 \cdot 32620 = 24465 \text{ L}$$

El periodo punta, que se define como el momento en el que la demanda de ACS es máxima se puede definir como sigue:

$$T = 5 \cdot \frac{N^{0,905}}{15 + N^{0,920}}$$

Siendo N número de viviendas igual al número de habitaciones:

$$T = 4,332 \text{ h}$$

El caudal máximo horario en la hora de máximo consumo vendrá definido como:

$$C_{max} = \frac{Q_p \cdot \varphi}{3600}$$

Siendo φ , el factor de simultaneidad definido como:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N-1}} + 0.17$$

Con N como número de viviendas, en nuestro caso, número de habitaciones. Por lo que:

$$C_{max} = \frac{Q_p \cdot \varphi}{3600} = 1,47 \text{ L/s}$$

Como dijimos con anterioridad, los depósitos tienen que estar diseñados para favorecer la estratificación, para conseguir una temperatura constante de suministro. Por lo que definimos:

- *Factor de forma*: Representa la relación entre la altura y el diámetro del acumulador:

$$f_f = \frac{H}{D} = \frac{3}{1,5} = 2$$

- Factor de mezcla: Representa la relación entre el volumen útil del depósito y el efectivo:

$$f_m = 0,63 + 0,14 \cdot f_f = 0,91$$

- Tiempo de preparación: Tiempo necesario para calcular el agua en el periodo punta:

$$t_p = 2 \text{ h}$$

El volumen de acumulación útil viene definido como:

$$V_u = \frac{C_{max}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{t_p \cdot f_m}} = 6781 \text{ L}$$

Por lo tanto, el volumen de acumulación total es:

$$V_t = \frac{V_u}{f_m} = 7451,82 \text{ L}$$

Éste sería por lo tanto el volumen de acumulación mínimo que debería de tener nuestra instalación, pero por experiencia leída y recomendaciones del hotel, este volumen se antoja bajísimo para las necesidades por lo que nos aferraremos a las pautas que nos marca el CTE, que nos dice que el volumen de acumulación deber de ser igual a la demanda de un día medio y que cumpla la siguiente desigualdad:

$$V_t = Q_d = 32620 \text{ L}$$

$$50 < \frac{V}{A} < 180$$

Escogeremos un volumen de acumulación de 30.000L aproximadamente y comprobamos si cumple la condición:

$$50 < \frac{30000}{440} < 180$$

El resultado del cociente es 68,18, es decir, cumple los requisitos. Una vez comprobado esto, nos encontramos con el problema de encontrar un acumulador de estas dimensiones. Se comercializan, pero su uso es industrial y acoplar a la sala de calderas de hotel un tanque de tales dimensiones resulta inviable, por lo que tomamos la opción de sumar a los 4 tanques de 5.000L cada uno que dispone ya el hotel otros dos de la marca SUICALSA de 5.000L, sus características se pueden observar debajo y sus planos y dimensiones en la sección ANEXO:

**SUICALSA****TECNICAS DE ALMACENAMIENTO****Y PRODUCCION DEL AGUA FRIA Y CALIENTE****CARACTERISTICAS TECNICAS MODELO DV5006L08BRFP****ACUMULADOR VERTICAL EN ACERO INOXIDABLE**

Capacidad Nominal: 5.000 litros
Presión (trabajo / prueba): 8 / 12 bar
Temperatura de trabajo: 95°C

Acumulador construido en acero inoxidable AISI 316L, apto para estar en contacto con agua potable, de acuerdo a la Directiva 89/109/CEE. El acero inoxidable AISI 316L (1.4404) pertenece a la familia de los aceros austeníticos (18-8 con 2% de molibdeno y contenido en carbono inferior a 0,035%), que se caracteriza por su elevada resistencia a la corrosión. Idóneo para su montaje en instalaciones con paneles solares.

Nuestro acumulador está compuesto por:

- Carcasa-Depósito, con fondos tipo Korbbogen
- Conexiones Rosca Gas Hembra (o embridadas DIN2576).
- Boca de hombre.
- Juntas EPDM.
- Aislamiento flexible en poliuretano de 50 mm coeficiente de conductividad térmica 0,038 W/mK y acabado externo en funda sky de 0,28 mm (posibilidad de aislamiento flexible anticondensación, lana de roca y acabado en aluminio).

Nuestro acumulador está identificado con una placa de características con lo siguiente:

- N° serie, modelo y fecha de prueba
- Volumen
- Presión, temperatura

Características del acumulador DV500. Fuente:SUICALSA

9. Dimensionado de tuberías

Como ya mencionamos anteriormente, las tuberías son los elementos encargados de transportar el fluido caloportador por toda la instalación. Los materiales más utilizados son: acero galvanizado, acero negro, plásticos que resistan altas temperaturas y el cobre, siendo este último el más empleado por su alta resistencia a la corrosión y su bajo coste.

El material elegido para las tuberías es el cobre con un aislante para reducir las pérdidas. Dimensionaremos dos tipos diferentes de tuberías uno para el tramo de tubería caliente y otro para el tramo de tubería fría.

El cálculo del diámetro de cada tubería sigue la siguiente expresión:

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_1}{\rho_f \cdot v \cdot \pi}}$$

Apoyándonos en los resultados proporcionados por nuestro programa:

$$D_{intf} = 53 \text{ mm}$$

$$D_{intc} = 54 \text{ mm}$$

Ahora adecuaremos nuestros diámetros dimensionados a los diámetros normalizados de tuberías de cobre:

Tubería de cobre						
Diámetro exterior nominal en mm	Espesores en mm					
	0,75	1	1,2	1,5	2	2,5
Diámetro interior en mm						
6	4,5	4				
8	6,5	6				
10	8,5	8				
12	10,5	10				
15	13,5	13				
18	16,5	16				
22		20	10,6	10		
28		26	22,6	22		
35		33	32,6	32		
42		40	39,0	39		
54			51,6	51		
53				60	59	
80				77	76	
100					96	95

Espesor de tuberías en función de su diámetro nominal. Fuente: CENSOLAR

Como no existe justamente nuestro diámetro, escogeremos el diámetro inmediatamente superior, esto es, un diámetro para ambas tuberías de 60 mm de diámetro interior y 65mm de diámetro exterior.

Lo siguiente a dimensionar será el aislante de las tuberías, que será aproximadamente:

$$D_{ais} = D_{ext} + 2 \cdot 0.003 \text{ [m]}$$

Esto es:

$$D_{ais} = 71 \text{ mm}$$

El aislante para las tuberías nos lo proporcionar la marca ARMACEL, es su sección específica para aislamiento de tuberías de ACS: ARMAFLEX XG. Cuya descripción y hoja de características se detallan a continuación:

Armaflex® XG

Control eficaz de la condensación y reducción de pérdidas térmicas.

Económico

Muy flexible

Reducción de pérdidas térmicas

Control fiable de la condensación

$\mu \geq 10.000$
 $\lambda_{100^\circ\text{C}} \leq 0,037 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

Sus beneficios:

Armaflex® XG es un aislamiento térmico flexible que se utiliza para controlar la condensación en instalaciones de aire acondicionado y refrigeración. También es idóneo para reducir pérdidas térmicas en sistemas de calefacción y de fontanería. La combinación de sus propiedades técnicas -baja conductividad térmica junto con una alta resistencia a la transmisión de vapor de agua- y su precio competitivo hacen que sea una solución con un excelente ratio precio/eficacia que además permite ahorrar energía. La gama de productos Armaflex® XG cubre la mayoría de los tuberías empleadas en estos tipos de instalaciones, incluyendo tuberías termoplásticas.

Aire acondicionado Ventilación Calefacción y fontanería

Armaflex XG excelente comportamiento en el tiempo y ahorro energético

Otros aislamientos
 $\mu \geq 7.000$
 $\lambda_{100^\circ\text{C}} \leq 0,039 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

Flujo de calor a 0 años: 4,45 [W/m]
Flujo de calor a 10 años: 4,53 [W/m]

Armaflex® XG
 $\mu \geq 10.000$
 $\lambda_{100^\circ\text{C}} \leq 0,037 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

Flujo de calor a 0 años: 4,26 [W/m]
Flujo de calor a 10 años: 4,29 [W/m]

Condiciones:	general	mín.	máx.
Temperatura del medio	47° C		
Diámetro tubería	33,7 mm		
Espesor aislamiento	19 mm		
Temperatura ambiente		24° C	22° C
Humedad relativa		75%	70%

Cálculos según VDI 2035.

Comportamiento a los 10 años:
La imagen muestra el comportamiento del aislamiento 10 años después de su instalación. Con el tiempo, la humedad puede penetrar en el aislamiento y empezar a acumularse en su interior, provocando un mayor nivel de pérdida energética. Una baja conductividad térmica (valor λ) y una alta resistencia a la transmisión del vapor de agua impide la acumulación de humedad en el interior del aislamiento, reduciendo así el riesgo de condensación.

Aislante de tuberías ARMAFLEX. Fuente: isover.es

10. Estudio medioambiental

En este apartado realizaremos un sencillo estudio sobre la reducción de emisiones de CO_2 a la atmósfera producto de la contribución solar aportada por la instalación solar térmica. Fruto de esta energía recogida del sol por los captadores y considerándose ésta, una fuente de energía limpia, estaremos evitando las eventuales emisiones de CO_2 debidas a la combustión del gas natural.

Esta contribución de la instalación térmica planteada permite abastecer una cantidad parcial de la demanda de ACS y de esta manera evitar que lo realicen las calderas de gas natural.

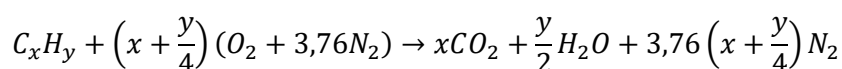
El aspecto medioambiental es esencial en este tipo de instalaciones, ya que no estamos buscando solamente un beneficio económico, sino también ser responsables con el medioambiente y contribuir al bienestar del mismo minimizando la emisión de gases nocivos, evitando así, entre otros, el famoso efecto invernadero. El CO_2 es responsable directo de este fenómeno, ya que sus emisiones por combustibles fósiles suponen en torno a un 81% de del total de los gases que producen el efecto invernadero.

El cálculo de las emisiones de CO_2 se realizarán a partir de coeficientes que relacionan la energía eléctrica consumida en kwh con la producción de contaminantes en kg, por la combustión de CO_2 .

El coeficiente elegido será el correspondiente al gas natural, puesto que la mayoría de las calderas utilizan este tipo de combustible. También se detalla la composición del gas natural y su reacción de combustión estequiométrica con aire:

Constituyente	Fórmula química	Composición por volumen (%)
Metano	CH_4	81.86
Etano	C_2H_6	11.61
Propano	C_3H_8	1.92
I-Butano	C_4H_{10}	0.23
N-Butano	C_4H_{10}	0.22
Nitrógeno	N_2	0.90
Dióxido de carbono	CO_2	3.18

Composición del gas natural. Fuente: Gas Natural



Factores de emisión de CO₂*

Energía térmica	Emisiones
Gas natural	204 gr CO ₂ /kWh _t
Gasóleo-C	287 gr CO ₂ /kWh _t
GLP	244 gr CO ₂ /kWh _t
Carbón uso doméstico	347 gr CO ₂ /kWh _t
Biomasa	neutro
Biocarburantes	neutro
Solar térmica baja temperatura	0

Factores de emisión de dióxido de carbono por kwh consumido. *Fuente: IDAE*

Por lo tanto, el coeficiente de equivalencias para el gas natural es:

$$\text{Coef. emisiones GN} = 0,204 \text{ KgCO}_2/\text{kwh}$$

El ahorro de combustible lo sacaremos sabiendo el combustible que se deja de consumir debido a nuestra instalación solar. Este ahorro, se calcula a partir de las fracciones solares anteriormente calculadas:

Qd(KJ)	Qd(kwh)	f	Ahorro(kwh)	Ahorro emisiones(kgCO ₂)
114126289	31702,0006	0,44	13948,8803	2845,571575
137595127	38221,1743	0,34	12995,1993	2651,020647
140121722	38923,0119	0,49	19072,2758	3890,744265
156340745	43428,332	0,68	29531,2658	6024,37822
184630975	51286,7921	0,75	38465,0941	7846,879191
153804605	42723,8431	0,89	38024,2204	7756,940957
145828036	40508,1119	1,1	44558,9231	9090,020309
113238640	31455,4295	1,03	32399,0924	6609,414847
170821285	47450,7364	0,85	40333,1259	8227,957693
171908007	47752,6061	0,57	27218,9855	5552,673037
133515487	37087,9319	0,36	13351,6555	2723,737718
139234073	38676,4407	0,2	7735,28815	1577,998782
TOTAL	489216,411		317634,006	64797,33724

Ahorro de las emisiones de dióxido de carbono a lo largo del año.

En la tabla superior, podemos observar que este proyecto es muy atractivo y sano mediambientalmente hablando, ya que cuida la atmósfera evitando un total de 64797,33Kg de CO₂ al año.

11. Estudio económico

Este apartado viene motivado por el beneficio económico que se produce como resultado de instalar este proyecto conforme a los parámetros que lo rigen.

La fuente del beneficio o mejor llamado ahorro, puesto que no genera ningún ingreso extra, sino que recorta los gastos, es la energía térmica generada por nuestra instalación a partir de la energía solar que recogen los captadores. Esta energía es gratis y la contribución que consigamos para satisfacer la demanda hará que la caldera no tenga que combustionar el gas natural para conseguirla, ya que nuestra instalación abastece parcialmente la demanda de ACS del hotel.

El principal obstáculo en este tipo de instalaciones es su fuerte inversión inicial y la tardanza en recuperar esta inversión para que empiecen los ahorros en suministro. Para cuantificar estos parámetros estudiaremos la inversión inicial (presupuesto) y el periodo de amortización o de retorno del capital inicial, este último sujeto a las hipotéticas subvenciones que se ofertan en la Comunidad de Madrid.

11.1. Inversión inicial o Presupuesto:

Elemento	Unidades	Coste/unidad	Coste total(€)
Captador AT 026	160	500	80000
Acumulador DV5000	4	6000	24000
Tuberías	200	6,8	1360
Aislante Armaflex	200	2,5	500
Bomba 1	1	1000	1000
Bomba 2	1	500	500
TYFOCOR	220	3,6	792
Sistema de control	1	390	390
Otros: purgadores, válvulas, vasos de expansión	1	600	600
TOTAL			109142

Coste de cada elemento en la instalación

Como podemos observar es una instalación con una importe inversión inicial de unos 109142€ aproximadamente.

11.2. Periodo de amortización:

El periodo de amortización o periodo de retorno del capital inicial es el tiempo que tarda nuestro proyecto en empezar a ser rentable, esto es que recupere toda inversión realizada y que a partir de ese momento, todo sean ahorros para la empresa.

Para cuantificarlo, haremos uso del VAN(valor actual neto) que se usa para magnificar la rentabilidad de los proyecto en un periodo de tiempo determinado y sujeto a condiciones de contorno. El VAN se define como:

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{Q_t}{(1-i)^t}$$

Siendo:

Q_t : flujos de caja del año t.

i : índice de rentabilidad o coste de oportunidad

n : números de años del proyecto.

La interpretación del VAN es la siguiente:

$VAN > 0$: el proyecto es rentable.

$VAN < 0$: el proyecto no es rentable. No necesariamente que el proyecto haga perder dinero a la empresa sino que no es tan rentable en el plazo e interés considerado.

Por lo tanto, lo que queremos nosotros saber es cuando el $VAN = 0$, es decir, el tiempo exacto en el que ocurre esto, con un índice de rentabilidad del 2,5%.

Nuestro beneficio en la instalación, vendrá del ahorro en gas natural que obtendremos gracias a los colectores, para cuantificar este ahorro, asumiéndolo como flujos de caja positivos, tendremos que saber el precio del gas natural:

Tarifas de gas de Gas Natural Fenosa			
Tarifa		Término fijo (€/mes)	Término variable (€/kWh)
Consumo < 5.000 kWh año	Tarifa Básica	4,36	0,0516
Consumo 5.000 y 50.000 kWh año	Tarifa Óptima	8,84	0,0443

Tarifas de Gas Natural Fenosa. Fuente: rankia.es

Para calcular el Pay-back, suponemos todos los flujos de caja al final de cada año natural, menos la inversión inicial que se realiza al principio del año 0:

n	Flujos de caja(€)	VAN
Año 0	-109142	-109142
Año 1	13736,61119	-95405,3888
Año 2	13401,57189	-82003,8169
Año 3	13074,70429	-68929,1126
Año 4	12755,80906	-56173,3036
Año 5	12444,69177	-43728,6118
Año 6	12141,1627	-31587,4491
Año 7	11845,03678	-19742,4123
Año 8	11556,13344	-8186,27889
Año 9	11274,27653	3087,99764

Evolución del VAN a lo largo de 9 años naturales

Podemos observar que el Payback se alcanzará en el año 9, es decir, 10 años después de haber instalado los colectores solares.

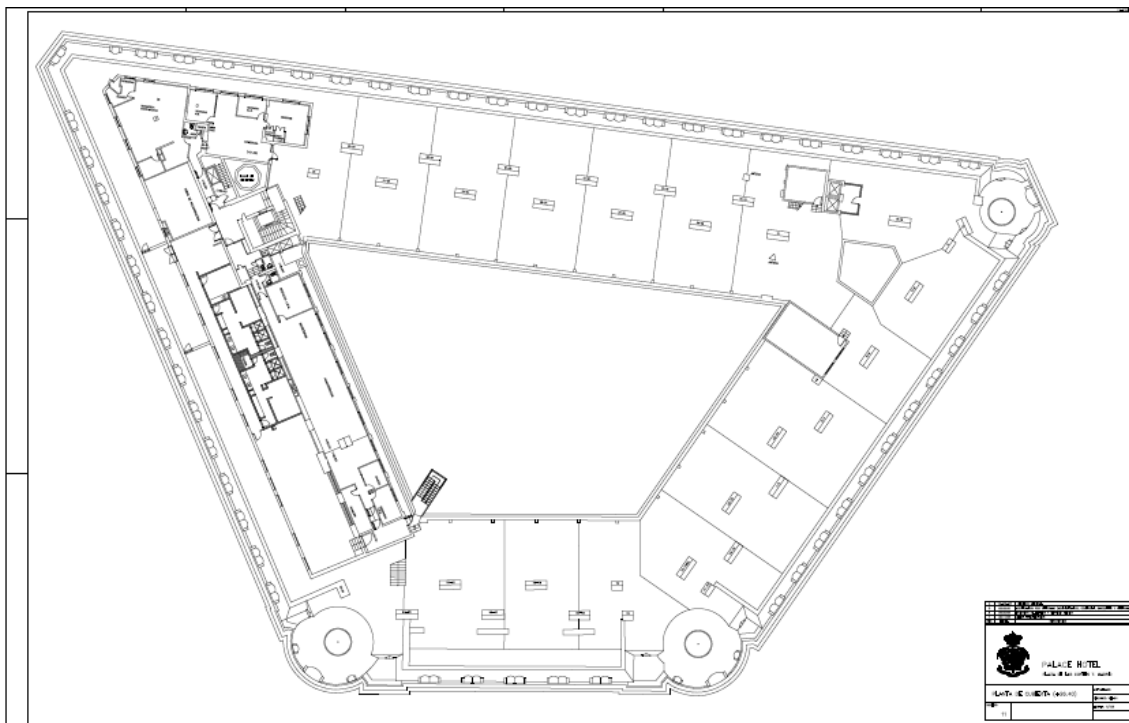
12. Conclusiones

Como conclusión global de la totalidad del proyecto, podríamos decir que la instalación solar térmica propuesta sería beneficioso en multitud de aspectos para el hotel, ya que estaríamos cuidando el medioambiente con una reducción de emisiones de CO₂ al año de 64797,33Kg, a la vez, que estaríamos creando un beneficio económico en forma de ahorro o reducción de costes para el hotel, como pudimos observar en el apartado económico. No obstante, es también cierto, que este tipo de instalación tienen un retorno de la inversión inicial un poco dilatado en el tiempo, 9 años, por lo que se plantearía como un proyecto a largo plazo, siendo este volátil a los cambios a los que se expone un hotel a corto plazo.

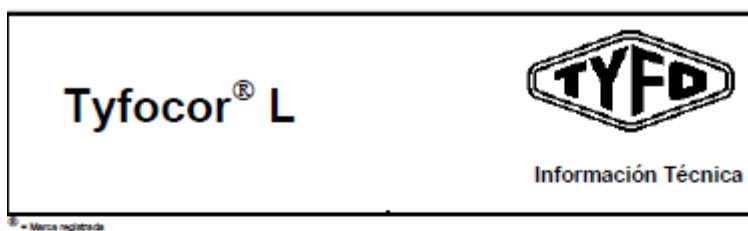
Por otro lado, hemos analizado la instalación con dos métodos distintos lo que nos ha dado una visión bastante detallada de cómo funcionan este tipo de instalaciones. Esto, nos ha dado la posibilidad de tener más datos fiables con los que comparar y asegurarnos de la viabilidad del proyecto, ya que al desarrollar distintos métodos cuyos resultados, como hemos podido observar, se asemejan bastante, nos hacen pensar que es posible realizar este tipo de instalaciones de forma exitosa.

13.Anexos

- Plano del Hotel Westin Palace Madrid:



- Ficha técnica del fluido de trabajo TYFOCOR:



Concentrado anticongelante y anticorrosivo de acción prolongada para instalaciones de calefacción y refrigeración/ circuitos de agua, instalaciones de energía solar e instalaciones con bombas de calor

Caloportador - sin nitritos -

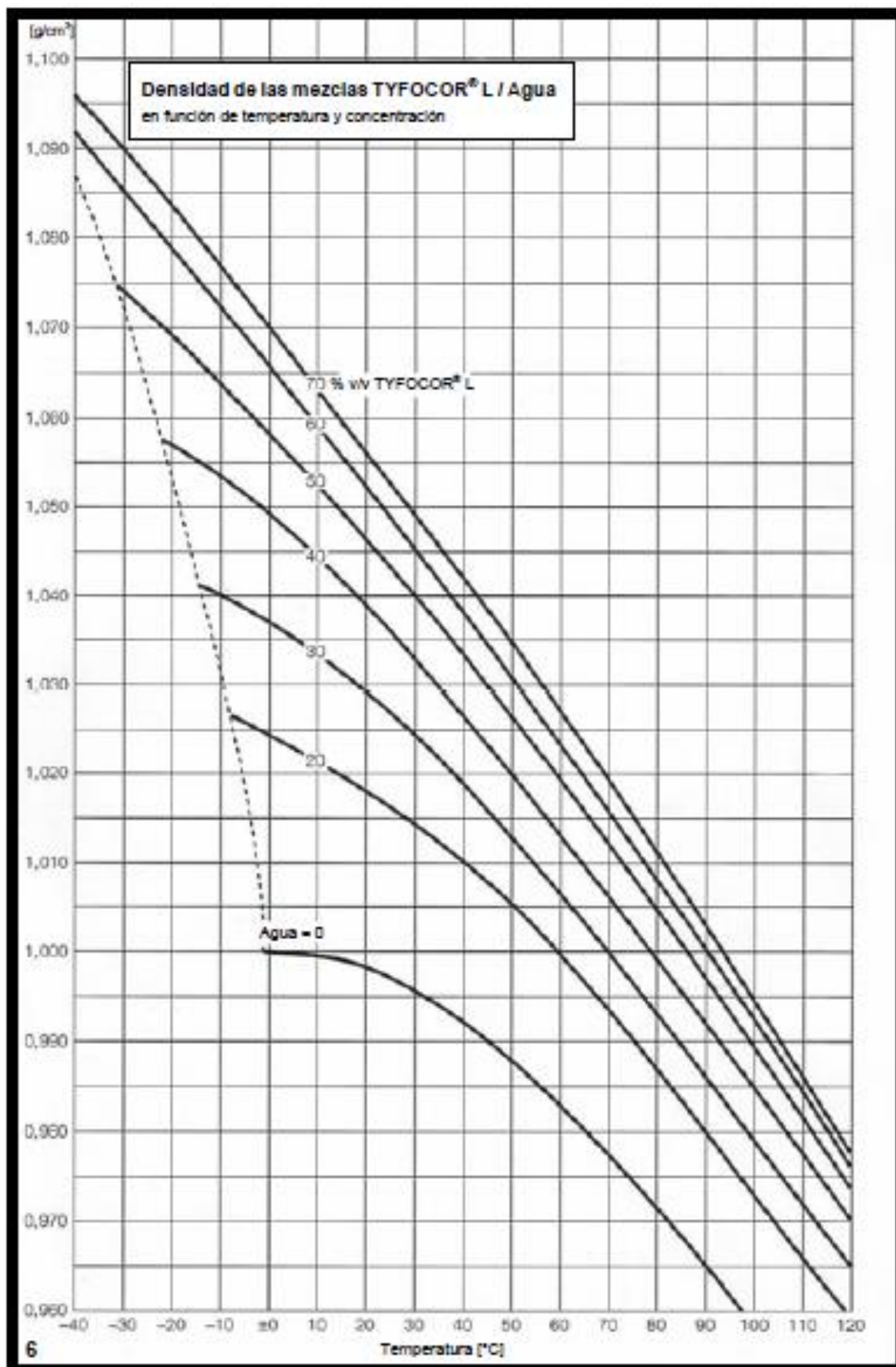
Solución especial a base de glicol para las industrias alimentaria y de productos de consumo

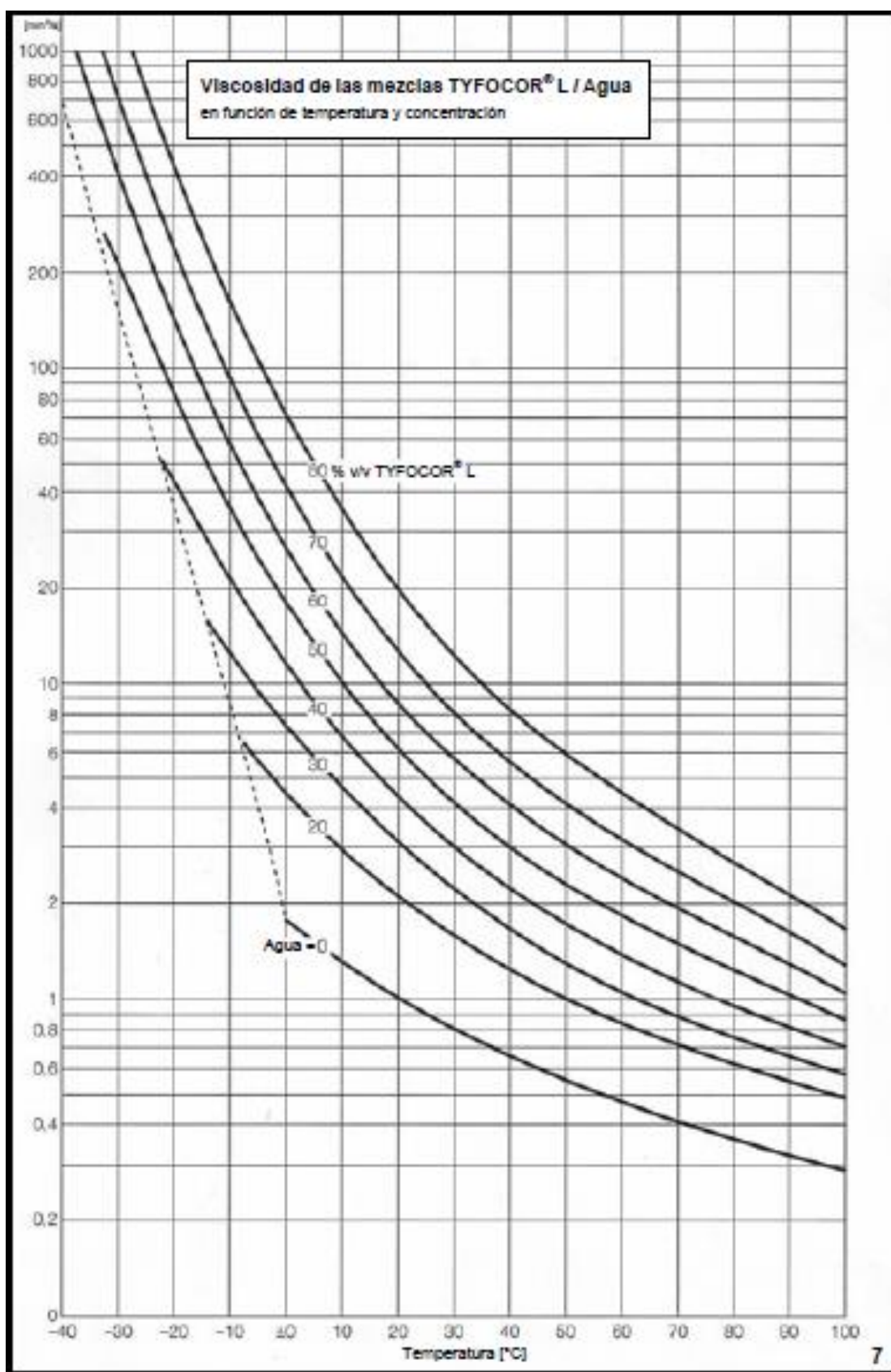
Edición: Febrero de 2009

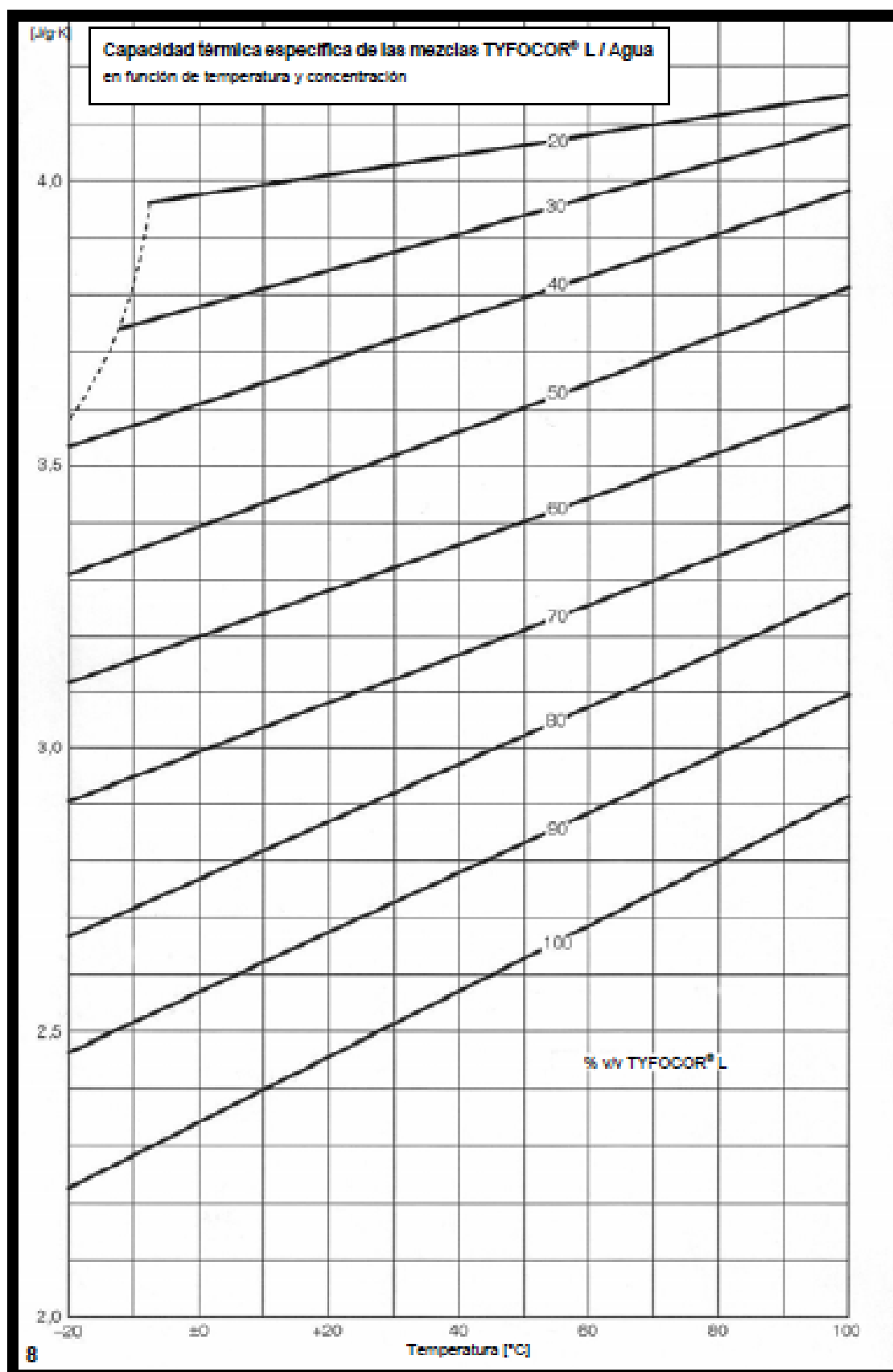
TYFOROP CHEMIE GmbH

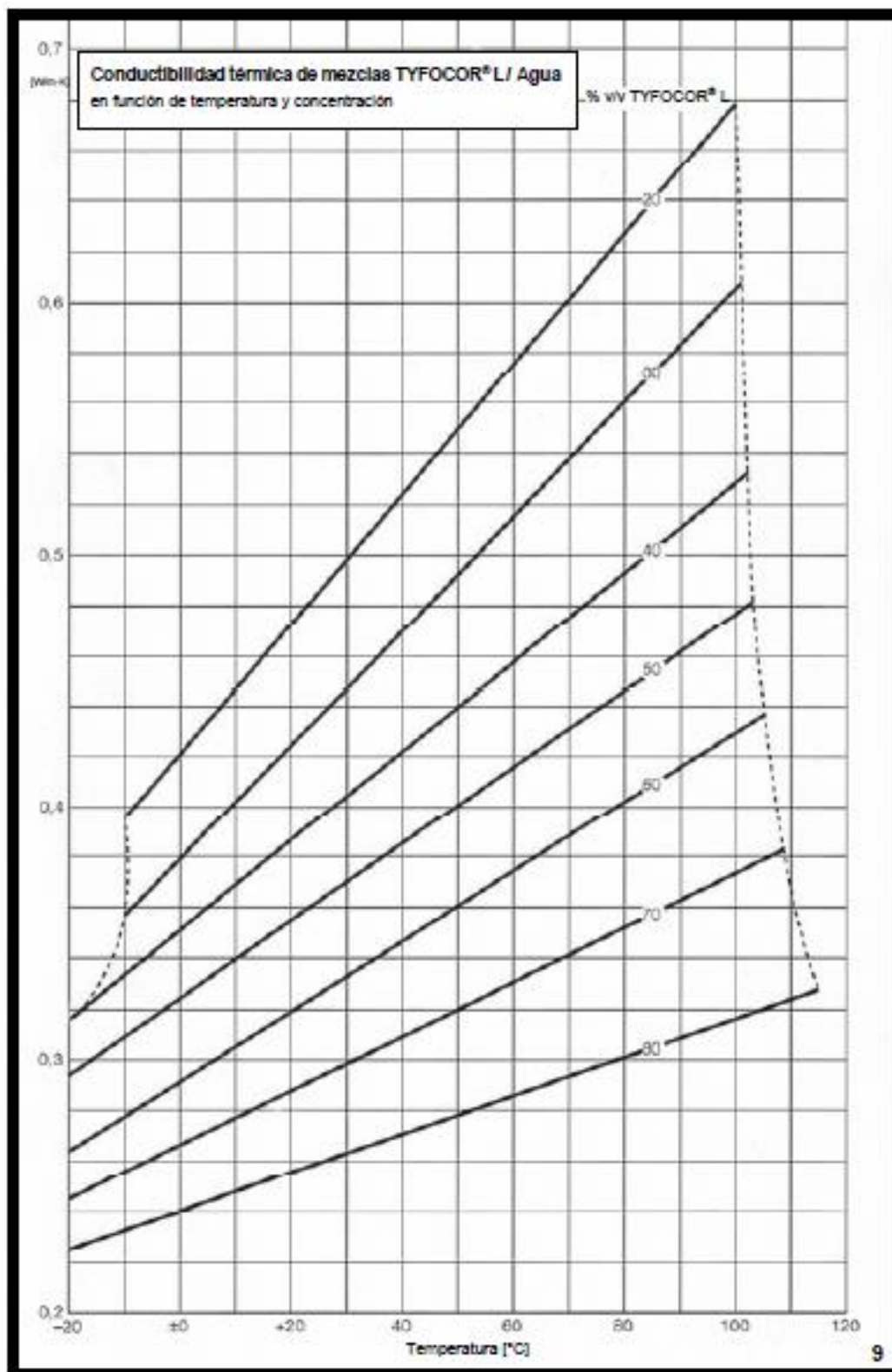
Anton-Rée-Weg 7
D - 20537 Hamburg

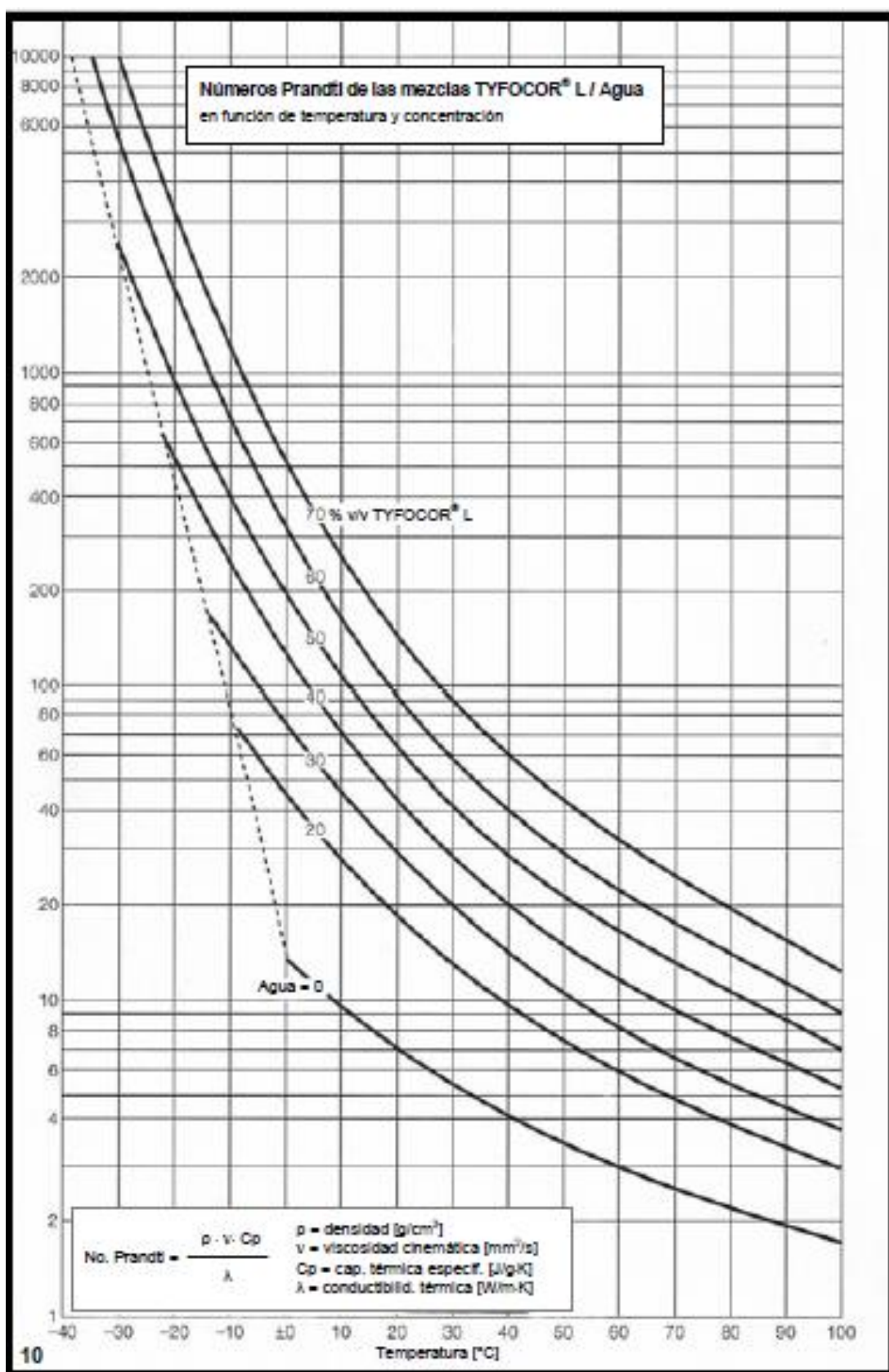
Teléfono: +49-(0)40 20 94 97-0
Fax: +49-(0)40 20 94 97-20
e-mail: info@tyfo.de
Internet: www.tyfo.de

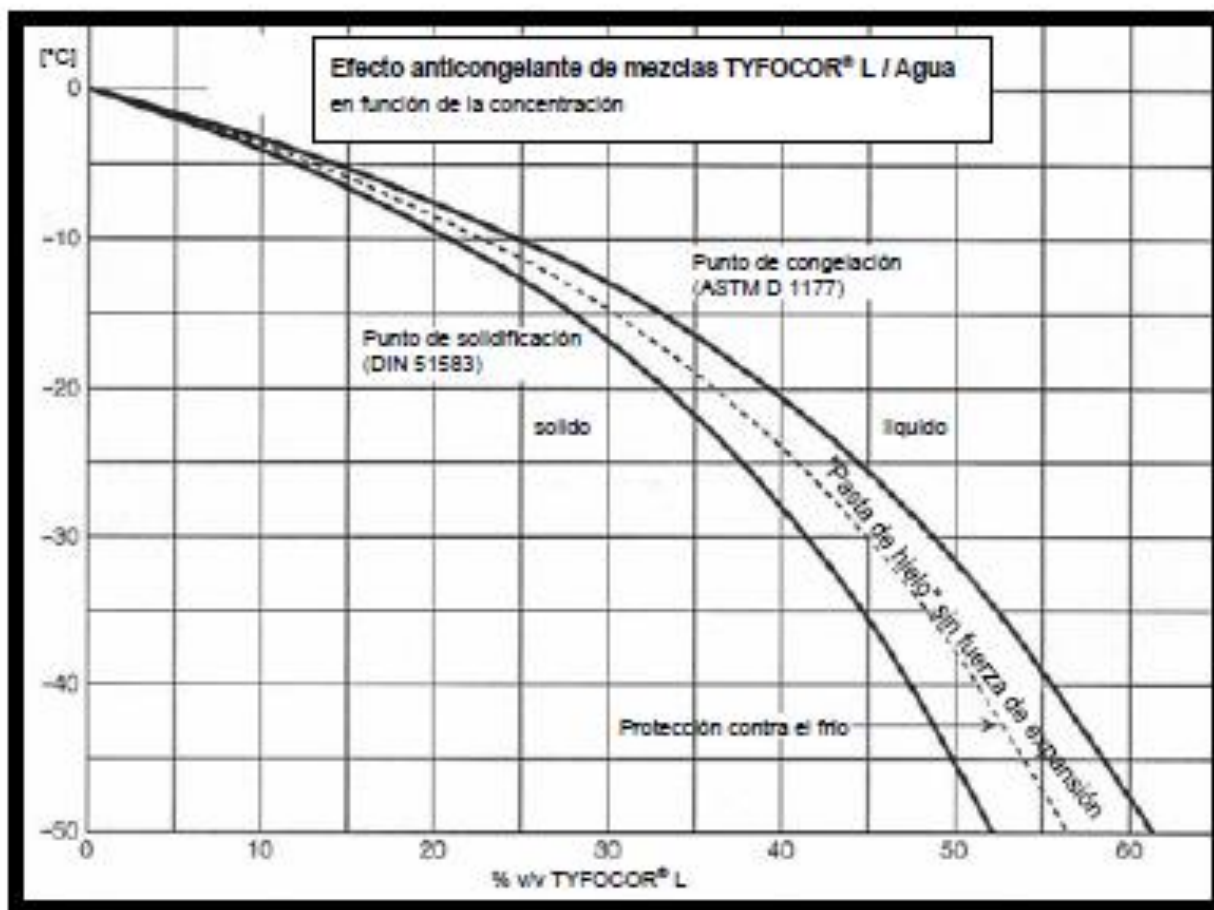












Nota

La presente información está basada en nuestros conocimientos y experiencias actuales. Debido a la gran variedad de factores que pueden influir en la transformación y aplicación de nuestros productos, la información facilitada no exime al usuario de la responsabilidad de llevar a cabo sus propios controles y ensayos. Asimismo, nuestras indicaciones no constituyen una garantía jurídicamente vinculante respecto de la existencia de determinadas propiedades ni tampoco respecto de la idoneidad para un uso específico. Es responsabilidad del receptor de nuestros productos observar las regulaciones y normativas correspondientes.

TYFOROP CHEMIE GmbH


Anton-Rée-Weg 7
D - 20537 Hamburg


- Ficha técnica colector solar AT 026:

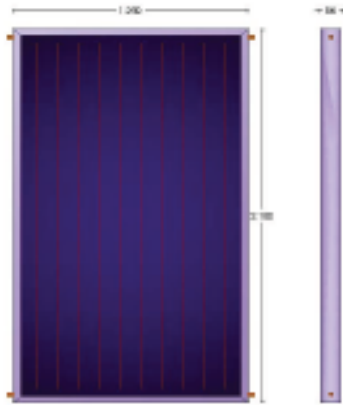
CAPTADOR SOLAR SELECTIVO DE ALTO RENDIMIENTO

AT 026

El captador ASTERSA AT 026 está fabricado bajo las más estrictas normas de calidad. Dispone de un absorbedor continuo de cobre con tratamiento selectivo BLUETEC soldado por ultrasonidos a un colector de cobre tipo apa. Las soldaduras en el absorbedor se realizan por inducción y se prueba la estanqueidad a 1,5 bar cada unidad. La carcasa es de aluminio anodizado de alta calidad. La cubierta transparente es un vidrio solar templado de alta resistencia y baja emisividad. La cubierta posterior es una lámina térmica de Polipropileno. Todo el proceso dispone de certificaciones ISO 9001 e ISO 14001.





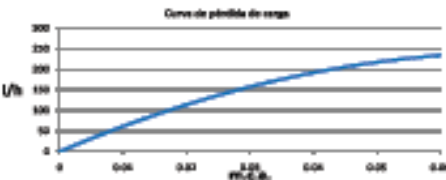


DIMENSIONES Y PESOS	
Longitud Total	2.180 mm
Ancho Total	1.250 mm
Fondo Total	95 mm
Área Total	2,75 m ²
Área de Apertura	2,51 m ²
Área del Absorbedor	2,54 m ²
Peso en vacío	51 kg
Fluido calo portador	Mezcla de agua con glicol
Capacidad de fluido	1,6 l
Temperatura de estancamiento	193,5 °C
Flexión máxima	1.000 Pa

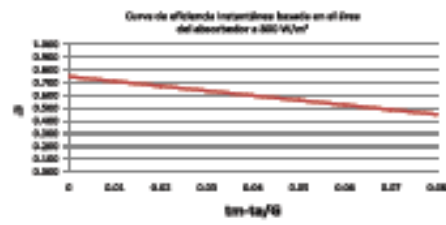
PRESIONES Y CAUDALES	
Presión de timbre	1,5 bar
Presión de trabajo	10 bar
Caudal recomendado	45 l/h m ²
Capacidad Térmica efectiva	11.930 J/K

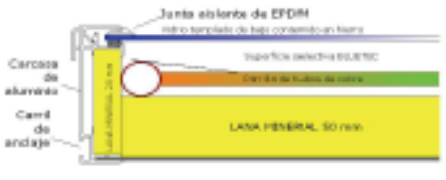
CALIDADES DE FABRICACIÓN	
Cubierta transparente	Vidrio templado de 3,20 mm de espesor bajo contenido en hierro
Carcasa	Aluminio extrusionado AL-6063 T5 de 1,70 mm de espesor y anodizado
Absorbedor	Lámina de cobre continua de 0,20 soldada por ultrasonidos a parilla
Tratamiento	Selectivo BLUETEC
Colector principal	2 unidades de 22 mm
Colector secundario	10 unidades de 8 mm
Carcasa	Lana mineral de alta densidad D:500Kg/m ³ / C:0,035W/m·°C de espesor 50mm dorsal y 20mm lateral
Acabado posterior y sellado	Polipropileno térmico y proyección de silicona neutra. Junta de EPDM.
Conexiones externas	Tubo tipo de cobre de 22mm (4 uds.)

CURVA DE RENDIMIENTO INSTANTÁNEO Y REGISTRO	
Rendimiento óptico	74,80%
Factor de pérdidas primario	3,718 W/m ² °K
Factor de pérdidas secundario	0,014 W/m ² °K ²
Potencia máx. (1000W/m ² -dT° 10°C)	1.784 W
Norma de certificación de captador	EN 12975-1,2:2004
Denominación Industrial	AS 2.6 M
Contraseña de homologación	NPS - 32309
Número Registro KEYMARK	011 - 75508F



Pérdidas de carga				
Caudal (l/min)	1,5	2	3	4
Carga de presión (bar)	2	3	4	5





CÓDIGO PRODUCTO ASTERSA AT026

GARANTÍA: 10 AÑOS

CAPTADORES SOLARES SELECTIVOS DE ALTO RENDIMIENTO		
ESTRUCTURAS SOPORTE	AT018 AT020 AT024	AT026 AH026
<p>INTERCONEXIÓN</p> <p>Los captadores solares ASTERSA, se interconectan mediante el empleo de uniones comunes del tipo CONEX o SANBRA de 22 mm de diámetro.</p> <p>Se recomienda el empleo de uniones rectas o flexibles de acero inoxidable. Estas últimas, absorben posibles dilataciones del absorbedor y agilizan el interconexiónado.</p>		
	CONEX RECTO 22H	CONEX FLEXIBLE 22H
		
<p>ESTRUCTURAS</p> <p>Las estructuras soporte fabricadas íntegramente en Astensa están construidas en aluminio AL-6063 T5, son mecanizadas y anodizadas posteriormente para una mayor resistencia y durabilidad de la misma. Todas nuestras estructuras disponen de certificación bajo norma N8-A5/86 para su integración en el Código Técnico de la Edificación.</p> <p>Las estructuras, se suministran embaladas en cartón rígido codificado con todos los accesorios necesarios y un manual completo de montaje para su correcta instalación.</p> <p>Disponibles para todo tipo de cubiertas y tejados con modelos PLANOS, ON-ROOF e IN-ROOF.</p>	<p>CUBIERTA PLANA (permite incl. de 35° a 55°)</p> 	<p>ON-ROOF (Sobre tejado)</p>  <p>Disponible versión con salvatejas y con anclaje perforador.</p>
		
IN-ROOF (Integrado en cubierta)	CUBIERTA PLANA (permite incl. de 35° a 55°)	ON-ROOF (Integrado en cubierta)

PRODUCCIÓN Y FABRICACIÓN ASTERSA



CERTIFICADOS Y HOMOLOGACIONES



Astensa Aplicaciones Solares, S.A. Polígono de la Vega de Arriba, 36; E-33600 Mieres (Principado de Asturias) ESPAÑA
T.: (+34) 985 456 587 F.: (+34) 985 451 604 astensa@astensa.net www.astensa.net

- Ficha técnica intercambiador de placas planas 6600

**SUICALSA**

TECNICAS DE ALMACENAMIENTO

Y PRODUCCION DEL AGUA FRIA Y CALIENTE

CARACTERISTICAS TECNICAS MODELO IP 6600**INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS DESMONTABLES**

Potencia nominal: 2.115 kW (modelo de 61 placas para primario agua 90-70°C y secundario agua 10-55°C)
Presión (trabajo / prueba): 8 / 12 bar
Temperatura de trabajo: 95°C (juntas nitrilo NBR) / 140°C (juntas EPDM)

Intercambiador de calor de placas desmontables, compuesto de bastidor de construcción robusta entre los que se intercalan y comprimen placas de intercambio de calor con flujo en sistema paralelo. La configuración ondulada de las placas provoca una elevada turbulencia, que asegura la máxima transferencia de calor. Las placas son desmontables y permiten una fácil limpieza de los componentes en las tareas de mantenimiento, así como una posible ampliación en el número de placas en caso de modificación de las condiciones de uso de la instalación.

Nuestro intercambiador está compuesto por:

- Placas de intercambio térmico en número variable desde 3 a 300 fabricadas en acero inoxidable AISI-316L o en Titanio.
- Cada conjunto placa + junta adaptado para flujo paralelo (opción flujo cruzado)
- Juntas de estanqueidad encoladas sobre las placas. El material de las juntas es nitrilo NBR (hasta 95°C) o en EPDM (hasta 140°C).
- Bastidor en acero al carbono pintado (opción en AISI-304).
- Espárragos tirantes y barras-guía zincadas (opción en AISI-304)
- Conexiones DN100 para entrada y salida del fluido.

El intercambiador está identificado por una etiqueta que contiene la siguiente información:

- Fecha prueba, nº serie y modelo
- Contenido, volumen de los circuitos
- Presión y temperatura de diseño

Asimismo, de acuerdo con la Directiva Europea CEE 97/23, cada intercambiador viene acompañado del Certificado de Conformidad y de un Manual de Uso y Mantenimiento.

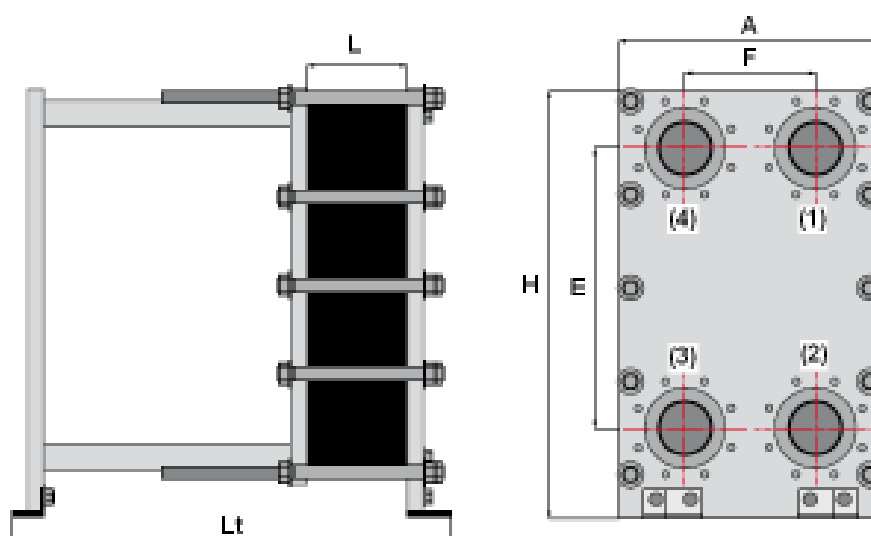
C/ Sierra de Gredos, 6 - P.I. Puerta Castilla La Mancha - 45200 ILLESCAS (Toledo) - Tef. 926 619 336
E-mail : direccion tecnica@suicalsa.com - comercial@suicalsa.com
www.suicalsa.com



SUICALSA

**TECNICAS DE ALMACENAMIENTO
Y PRODUCCION DEL AGUA FRIA Y CALIENTE**

CARACTERISTICAS TECNICAS MODELO 6600 **INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS DESMONTABLES**



(1) Entrada primario
 (2) Salida primario

(3) Entrada secundario
 (4) Salida secundario

Nº placas	0 - 61	62 - 113	114 - 300
Medidas en mm			
L	Nº placas x 3,0		
Lt	773	1103	1383
A	460		
F	223		
H	1197		
E	935		
Conexiones	DN 100		
Area placa	0,350 m ²		
Area total	(Nº placas - 2)* Area placa m ²		

- Ficha técnica acumulador ACS DV500

**SUICALSA**

TECNICAS DE ALMACENAMIENTO

Y PRODUCCION DEL AGUA FRIA Y CALIENTE

CARACTERISTICAS TECNICAS MODELO DV5006L08BRFP**ACUMULADOR VERTICAL EN ACERO INOXIDABLE**

Capacidad Nominal: 5.000 litros
Presión (trabajo / prueba): 8 / 12 bar
Temperatura de trabajo: 95°C

Acumulador construido en acero inoxidable AISI 316L, apto para estar en contacto con agua potable, de acuerdo a la Directiva 89/109/CEE. El acero inoxidable AISI 316L (1.4404) pertenece a la familia de los aceros austeníticos (18-8 con 2% de molibdeno y contenido en carbono inferior a 0,035%), que se caracteriza por su elevada resistencia a la corrosión. Idóneo para su montaje en instalaciones con paneles solares.

Nuestro acumulador está compuesto por:

- Carcasa-Depósito, con fondos tipo Korbogen
 - Conexiones Rosca Gas Hembra (o embridadas DIN2576).
 - Boca de hombre.
 - Juntas EPDM.
 - Aislamiento flexible en poliuretano de 50 mm coeficiente de conductividad térmica 0,038 W/mK y acabado externo en funda sky de 0,28 mm (posibilidad de aislamiento flexible anticondensación, lana de roca y acabado en aluminio).
-

Nuestro acumulador está identificado con una placa de características con lo siguiente:

- N° serie, modelo y fecha de prueba
- Volumen
- Presión, temperatura

Asimismo, de acuerdo con la Directiva Europea CEE 97/23, cada acumulador viene acompañado del Certificado de Conformidad y de un Manual de Uso y Mantenimiento.

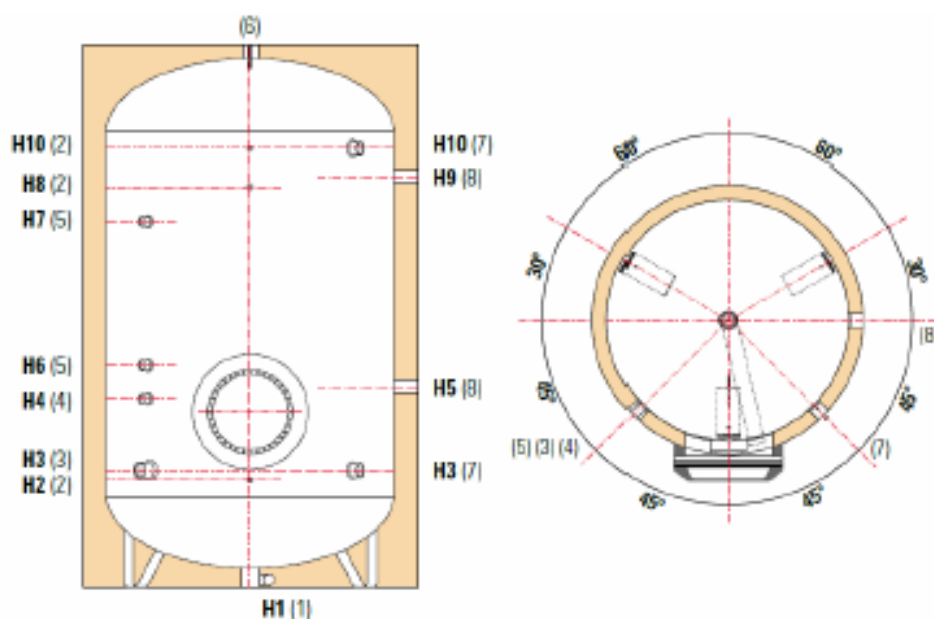


SUICALSA

TECNICAS DE ALMACENAMIENTO
Y PRODUCCION DEL AGUA FRIA Y CALIENTE

CARACTERISTICAS TECNICAS MODELO DV5006L08BRFP

ACUMULADOR VERTICAL EN ACERO INOXIDABLE



- (1) Vaciado
- (2) Instrumentación
- (3) Entrada agua fría
- (4) Recirculación
- (5) Anodo protección catódica

- (6) Salida agua caliente
- (7) Salida a intercambiadores externos
- (8) Resistencia eléctrica

D: Diámetro con aislamiento
H: Altura

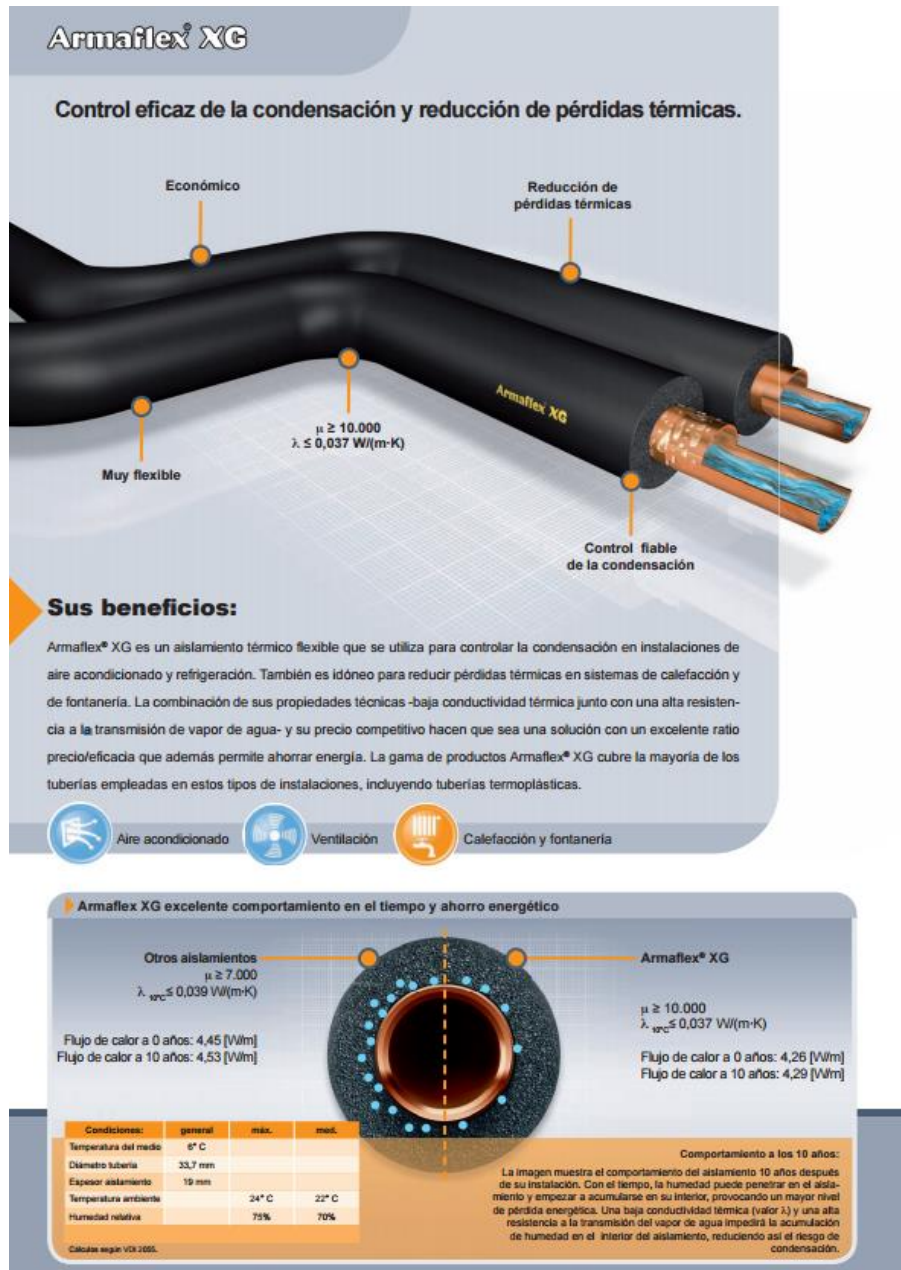
DIMENSIONES (mm)											
D	H	H1	H2	H3	H4	H5	H6	H7	H8	H9	H10
1700	3022	35	584	634	1034	1109	1234	2034	2234	2284	2434

CONEXIONES - Rosca Gas Hembra - excepto (1)							
(1)*	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
2"	1/2"	2"1/2	1"1/2	1"1/4	2"1/2	2"	2"

(*) Roscas Gas Macho

C/Sierra de Gredos, 6 - P.I. Puerta Castilla La Mancha - 45200 Ilescas (Toledo) - Tef. 925619336
E-mail: direccion tecnica@suicalsa.com - comercial@suicalsa.com

- Ficha técnica aislante térmico ARMAFLEX:



14. BIBLIOGRAFÍA

- [1]. Calor, T. D. E., Colectores, E. N., & Planos, S. (2008). TRANSFERENCIA DE CALOR EN COLECTORES SOLARES PLANOS, CONSIDERANDO VELOCIDAD Y DIRECCIÓN DEL VIENTO. Rodríguez, M.C., Roddguetz, P. A., Salgado, R., \ 'cncgas, 1\1., Lccuona, A., 17–21.
- [2]. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. US Patent 5,328,671. <http://doi.org/10.1073/pnas.0703993104>
- [3]. Lisell, L., Tetreault, T., & Watson, A. (2009). Solar Ready Buildings Planning Guide Solar Ready Buildings Planning Guide, (December).
- [4]. Eicker, U. (2005). *Solar Technologies for Buildings*. *Solar Technologies for Buildings*. <http://doi.org/10.1002/0470868341>
- [5]. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2009). Instalaciones de energía solar térmica, 114.
- [6]. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2011). Resumen del Plan de Energías Renovables 2011-2020, 64.
- [7]. Guevara, S. (2003). Teoría para el diseño de calentadores solares de agua. *Cosude*, 23.
- [8]. ASIT. (2010). Guía asit de la energía solar térmica.
- [9]. Solar, K. (n.d.). Accesorios solares Convierta su colector solar en un sistema integral para el calentamiento de agua.
- [10]. Tecnología Área. (2005). Paneles Solares. *Tecnología*, 2, 8. Retrieved from <http://www.areatecnologia.com/electricidad/paneles-solares.html>
- [11]. Gómez Mate, M. (2011). Método de cálculo F-Chart, 113–115. Retrieved from <http://www.konstruir.com/C.T.E/HE 4-Contribucion solar mínima de agua caliente sanitaria/Metodo F-Chart.pdf><http://www.konstruir.com>
- [12]. Noam, L. (1990). Thermal Theory and Modeling of Solar Collectors. *Solar Collectors, Energy Storage, and Materials*, 100–182. Retrieved from <http://www.seas.upenn.edu/~lior/lior/papers/Thermal Theory and Modeling of Solar Collectors>.
- [13]. Carlos, U., & Madrid, I. I. I. De. (n.d.). Ciclos térmicos para producción de potencia.

- [14]. ASIT, Calor, A. T. D. E., Conducción, R. D. E., De, T., Estos, C., Guevara, S., ... Y, P. P. D. E. A. C. S. (2009). Los hoteles. *Solar Collectors, Energy Storage, and Materials*, 53(9), 61–78.
<http://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- [15]. Disposiciones, C. O. (2014). C) Otras Disposiciones, 17–47.
- [16]. Gutierrez, I., & Pablo, J. (2012). Transferencias emitidas, 2012.
- [17]. Carlos, U., & Madrid, I. I. I. De. (n.d.). Ciclos térmicos para producción de potencia.
- [18]. Num, S., Predictivos, M., Finales, P., & Interfaces, G. U. (n.d.). Introducción a MATLAB [®], 1–22.
- [19]. General, C. (2014). Datos técnicos, 16, 0–15.
- [20]. Colector solar SKW 2 Plus Para una residencia , hotelería. (n.d.).
- [21]. Melorose, J., Perroy, R., & Careas, S. (2015). No Title No Title. *Statewide Agricultural Land Use Baseline 2015*, 1. <http://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- [22]. S, C. V. (n.d.). Balance De Masa Y Energía En Tuberías Y Accesorios.
- [23]. Duffie, J. a., Beckman, W. a., & Worek, W. M. (2003). *Solar Engineering of Thermal Processes, 4nd ed. Journal of Solar Energy Engineering* (Vol. 116).
<http://doi.org/10.1115/1.2930068>
- [24]. Calor, I. De. (2004). Índice • Tipos de intercambiadores (características constructivas) • Disposición de los fluidos • Mecanismos de transferencia • Coeficiente global de transferencia de calor • Cálculo de intercambiadores (F y ϵ -NTU y P-NTU , gráficos) • Intercambiadores Tubo-Carcasa • Intercambiadores de Placas • Gráficas • Doble-tubo Características
- [25]. Calor, A. T. D. E., & Conducción, R. D. E. (2015). Asignatura: transferencia de calor.
- [26]. Análisis de métodos de dimensionado de instalaciones solares para acs. (2012).
- [27]. Salamanca, Z. (2009). Instalación solar térmica para producción de ACS en edificio de viviendas en Salamanca. *Universidad Carlos III de Madrid*.
- [28]. Hoteles, L. O. S., La, E. N., Patrimonial, C., Balance, D. E. C., Internacional, S., Tema, H., ... Rodr, T. C. (n.d.). Los hoteles.
- [29]. Y, P. P. D. E. A. C. S. (n.d.). Instalaciones Solares Térmicas, 1–112.
- [30]. Monoetilenglicol, A. (2014). GEOFLUX MEG, 1–2.
- [31]. Renovables, a S. (2007). Documento B básico, 1–129.
- [32]. Estos, C. (n.d.). Iii.- colectores de placa plana, 61–78.
- [33]. De, T. (n.d.). Tipos de colectores solares.
- [34]. Solar, C., & Alto, S. D. E. (2006). AT 026, 34–35.

- [35]. Méndez Muñiz, J. M., Formación, B. V., & Cuervo García, R. (2010). Energía Solar Térmica.
- [36]. Information, T. (2009). Tyfocor L, (0).
- [37]. Tobergte, D. R., & Curtis, S. (2013). No Title No Title. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (Vol. 53, pp. 1689–1699). <http://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- [38]. Electrico, C. (n.d.). Características técnicas •, 6–7.
- [39]. Almacenamiento, T. D. E. (n.d.). Características técnicas modelo ip 3601.
- [40]. Almacenamiento, T. D. E. (n.d.). Características técnicas modelo ip 5600.
- [41]. Almacenamiento, T. D. E. (n.d.). Características técnicas modelo ip 6600.
- [42]. ONU, (Organización de las Naciones Unidas). (2015). Convención Marco sobre el Cambio Climático, 21930, 40. <http://doi.org/GE.15-21930>

